

**Titre:** Etude des brides boulonnées en matériaux composites  
Title:

**Auteur:** Kodjo Enyonam Moglo  
Author:

**Date:** 1996

**Type:** Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

**Référence:** Moglo, K. E. (1996). Etude des brides boulonnées en matériaux composites  
Citation: [Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie.  
<https://publications.polymtl.ca/9002/>

 **Document en libre accès dans PolyPublie**  
Open Access document in PolyPublie

**URL de PolyPublie:** <https://publications.polymtl.ca/9002/>  
PolyPublie URL:

**Directeurs de  
recherche:**  
Advisors:

**Programme:** Non spécifié  
Program:

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉTUDE DES BRIDES BOULONNÉES EN MATÉRIAUX COMPOSITES

KODJO ENYONAM MOGLO

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION  
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES  
(GÉNIE MÉCANIQUE)

DÉCEMBRE 1996

© Kodjo Enyonam Moglo, 1996.



National Library  
of Canada

Acquisitions and  
Bibliographic Services

395 Wellington Street  
Ottawa ON K1A 0N4  
Canada

Bibliothèque nationale  
du Canada

Acquisitions et  
services bibliographiques

395, rue Wellington  
Ottawa ON K1A 0N4  
Canada

*Your file Votre référence*

*Our file Notre référence*

The author has granted a non-exclusive licence allowing the National Library of Canada to reproduce, loan, distribute or sell copies of this thesis in microform, paper or electronic formats.

The author retains ownership of the copyright in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque nationale du Canada de reproduire, prêter, distribuer ou vendre des copies de cette thèse sous la forme de microfiche/film, de reproduction sur papier ou sur format électronique.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur qui protège cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

0-612-26498-X

Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL  
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé:

ÉTUDE DES BRIDES BOULONNÉES EN MATÉRIAUX COMPOSITES

présenté par: MOGLO Kodjo Enyonam

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de:

M. SHIRAZI-ADL Aboulfazd, Ph.D., président

M. CHAABAN Ahmad, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. BLACH Adolph E., Ph.D., membre

## **REMERCIEMENTS**

Mes tous premiers remerciements s'adressent à mon directeur de recherche M. Ahmad Chaaban pour m'avoir fait confiance et m'avoir permis de mener à bien ce projet. Je lui témoigne sincèrement ma gratitude pour sa disponibilité , son expérience de recherche qu'il a voulu bien partager avec moi, ses conseils et son support financier. Mes diverses discussions avec lui ont été très fructueuses et m'ont permis d'accroître mon bagage d'expériences scientifiques et techniques.

Mes remerciements vont également aux professeurs de la section Mécanique Appliquée pour leur enseignement qui m'a été très utile durant mes travaux, de même qu'au personnel et aux étudiants pour leurs nombreuses aides au centre de calcul. Je remercie particulièrement M. A.-H. Bouzid, chercheur en Mécanique Appliquée pour son apport sur l'analyse des brides de même que M. R. Boukhili, professeur à la section Design pour les réponses à mes nombreuses questions sur les matériaux composites.

Enfin, je remercie tous mes parents et amis qui m'ont apporté leur soutien moral et leur encouragement durant cette maîtrise.

## **RÉSUMÉ**

Les matériaux composites à matrice polymérique connaissent un développement spectaculaire dans le domaine des réservoirs sous haute et basse pression et de la tuyauterie, notamment les armements, les amenées ou rejets d'eaux et dans le domaine de transport des produits chimiques et pétrochimiques. Leur utilisation accrue nécessite qu'on puisse connaître leur comportement réel surtout lorsque ces matériaux sont utilisés dans les réservoirs sous pression. C'est ce que propose ce travail en s'attaquant au domaine peu exploré pour le moment: les brides boulonnées en composites.

Le comportement des brides boulonnées en matériaux composites est donc évalué de même que leurs performances vis-à-vis des brides métalliques de même géométrie. La méthode des éléments finis est adoptée dans une grande partie de cette étude à cause de la complexité et non-linéarité du problème. Les analyses menées ici ont pour but d'évaluer l'intégrité des brides en composite à partir de l'analyse de contraintes dans le joint, les boulons de même que la bride elle-même afin d'éviter toute fuite de fluide pressurisé et par conséquent trouver les limites de ce type de brides face à l'intégrité d'un réservoir sous pression muni d'un joint d'étanchéité. Des éléments axisymétriques 2-D ont été utilisés dans les différents modèles à cause du caractère axisymétrique même des brides boulonnées .

Il en ressort à travers les différents résultats que les brides en composite sont très sensibles aux contraintes locales des interfaces bride-boulons et bride-joint comparativement aux brides métalliques. De plus l'utilisation des joints d'étanchéité pour bride à face surélevée n'est pas très appropriée lorsqu'il est question des matériaux composites. En effet les contraintes les plus élevées observées sont développées dans les brides en composite à face surélevée tant au niveau des boulons et des joints que de la bride.

Les analyses faites montrent également que pour des pressions faibles (345 KPa - 50 psi environ), le comportement des brides en composite est presque identique quelque soit leur mode de fabrication. Par contre, lorsque la pression d'opération devient importante, les analyses montrent que la bride ayant un degré d'anisotropie moindre semble être celle qui a une bonne tenue en opération. De plus à faible pression d'opération, les brides composites et métalliques affichent des comportements identiques à conditions que des contraintes locales soient évitées dans les brides en composite.

Les rotations des différentes brides ont été également déterminées et de ce côté, les analyses conduites ici montrent aussi que le comportement des brides en composite à face surélevée est le plus défavorable à cause de leur rotation importante.

La résistance à la rupture des brides a été également évaluée à l'aide du critère de la contrainte maximale, même si les critères interactifs sont les plus conseillés dans ce

domaine. Les contraintes les plus élevées ont été observées à l'interface bride-boulons et à la jonction bride-enveloppe cylindrique mais celles-ci n'ont pas dépassé les limites permises pour les différents matériaux constituant les brides.



## **ABSTRAT**

Composite materials with a polymeric matrix have recently seen a spectacular development in the areas of pressure vessel, under high and low pressures, and piping with application in armaments, water ducts as well as the transportation of chemical and petro-chemical products. As a consequence, good knowledge of the structure and behavior of these materials is required. In this thesis, an important application in bolted flange connections made of composite materials is being addressed.

Most aspects of joint behavior are analysed in this thesis in order to examine both structural integrity and efficient sealing performance of the fiber reinforced thermoplastic bolted flange connections. The response is compared with those of metallic bolted flanged joints utilizing finite element analysis which is widely used because of the complex mechanical behavior of composite bolted flanged joints. The stresses are evaluated in the gasket, bolt and flange components. The 2-D axisymmetric elements are used to approximate the geometry of the bolted-joint.

The results obtained clearly indicate a greater sensitivity of composite bolted flanged connections to local stresses in the bolt-flange and gasket -flange interfaces when compared to metallic connections. Furthermore, the use of raised-face gasket is not

appropriate for the composite bolted flanged connections. In fact, in this case, very high stresses have been recorded in the bolts, gaskets and flanges.

The numerical analyses also suggest that for low pressures, the behavior of composite bolted flanged connections is almost the same regardless of the mode of manufacturing used. However, at high design pressures, the analyses demonstrate that flanges with the lowest degree of anisotropy seem to have the best performance in operation. At low operating pressures, composite and metallic bolted flanged connections yield the same behavior provided that the local stresses are avoided in the case of the composite connections. The rotation of different composite bolted flanged connections and resistance to failure are also assessed.

## TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS.....	iv
RÉSUMÉ.....	v
ABSTRACT.....	viii
TABLES DES MATIÈRES.....	x
LISTE DES FIGURES.....	xiv
LISTE DES TABLEAUX.....	xx
LISTE DES SYMBOLES.....	xxi
LISTE DES ANNEXES.....	xxiv
 INTRODUCTION GÉNÉRALE.....	 1
 CHAPITRE I: INTRODUCTION AUX BRIDES BOULONNÉES ET	
RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE.....	5
1.1 BRIDES BOULONNÉES MÉTALLIQUES.....	6
1.1.1 Définitions générales.....	6
1.1.2 Courte revue bibliographique.....	8
1.1.3 Interaction entre les différents éléments du joint.....	11
1.1.3.1 Brides à face surélevée.....	11
1.1.3.2 Brides à face plate.....	18

1.1.3.2 Brides à face plate.....	18
<b>1.2 BRIDES EN MATÉRIAUX COMPOSITES.....</b>	<b>23</b>
1.2.1 Revue bibliographique.....	23
1.2.2 Compositions des brides en matériaux composites.....	26
1.2.3 Méthodes de fabrication des réservoirs sous pression en composite.....	26
1.2.4 Domaine d'utilisation des réservoirs sous pression en composites.....	28
1.2.5 Brides boulonnées en composite fabriquées par le moulage de contact.....	28
1.2.5.1 Brides fabriquées en deux pièces.....	29
1.2.5.2 Brides fabriquées en une seule pièce.....	34
1.2.6 Les brides boulonnées en composite selon le code de l'ASME section X.....	37
1.2.7 Analyse analytique des brides en composite.....	38
1.2.8 Conclusion.....	42
<b>CHAPITRE II : ÉTUDE PAR ÉLÉMENTS FINIS.....</b>	<b>43</b>
2.1 GÉOMÉTRIE ET CONSTRUCTION DES BRIDES.....	43
2.2 DESCRIPTION DES MODÈLES D'ÉLÉMENTS FINIS.....	55
2.3 PROPRIÉTÉS DES DIFFÉRENTES PARTIES DE LA BRIDE.....	64
2.4 EFFORTS ET CONDITIONS FRONTIÈRES.....	65

2.5 CRITÈRES DE RUPTURE.....	68
2.5.1 Critère de la contrainte maximale.....	68
2.5.2 Critère de la déformation maximale.....	69
2.5.3 Critère de Tsai - Hill.....	69
2.5.4 Critère de Tsai - Wu.....	70
2.5.5 Critère de Azzi - Tsai - Hill.....	70
CHAPITRE III : RÉSULTATS ET DISCUSSIONS.....	72
3.1 RÉSULTATS OBTENUS PAR ÉLÉMENTS FINIS.....	72
3.1.1 Vérification de l'équilibre axial.....	73
3.1.2 Joints.....	77
3.1.2.1 Contraintes de compression du joint.....	77
3.1.2.2 Comparaison et analyse des contraintes de compression du joint.....	88
3.1.2.2.1 Modèles de brides en composite.....	88
3.1.2.2.2 Brides en composite versus brides métalliques.....	96
3.1.3 Boulons.....	99
3.1.4 Brides.....	102
3.2 ÉTUDE COMPARATIVE DES RÉSULTATS AVEC CEUX OBTENUS DE LA LITTÉRATURE.....	125

4.1 CONCLUSIONS.....	135
4.2 RECOMMANDATIONS.....	138
RÉFÉRENCES.....	140
ANNEXES.....	145

## LISTE DES FIGURES

Figure 1.1	Éléments constituant une bride boulonnée (Bouزيد 1994).....	6
Figure 1.2	Différents types d'assemblage à bride boulonnée (Bouزيد 1994 ).....	7
Figure 1.3	Modèle d'interaction des différents éléments de la bride Thompson (1994).....	12
Figure 1.4	Analyse des discontinuités d'une bride.....	15
Figure 1.5	Modèle du plateau de la bride dans l'analyse de discontinuités.....	15
Figure 1.6	Modèle Bouزيد et al. pour l'analyse des discontinuités (Bouزيد 1994 )....	16
Figure 1.7	Rotations initiale et finale de la bride (Bouزيد 1994).....	18
Figure 1.8	Distribution de la force du joint d'étanchéité Sun (1995).....	19
Figure 1.9	DCL d'une bride à face plate avec joint pleine largeur en opération (Sun 1995).....	20
Figure 1.10	Bride en deux pièces moulée sur un tuyau de section droite Sun (1995).....	31
Figure 1.11	Bride en deux pièces moulée sur un tuyau de section trapézoïdale Sun (1995).....	32
Figure 1.12	Bride en deux pièces: enveloppe cylindrique et plateau joints à l'aide de résine.....	33
Figure 1.13	Bride en une pièce composée de couches de mats et de tissus.....	35
Figure 1.14	Bride en une pièce composée de couches de mats et de tissus de PVC et	

	de mats moulés.....	36
Figure 1.15	Plaque circulaire axisymétrique.....	40
Figure 1.16	Coque cylindrique axisymétrique.....	41
Figure 2.1 :	Modèle 1: bride en deux pièces composée de mats et de tissus.....	45
Figure 2.2 :	Modèle 2: bride en deux pièces composée de mats et de tissus.....	46
Figure 2.3 :	Modèle 3: bride en une pièce composée de mats et de tissus.....	47
Figure 2.4 :	Modèle 4: bride en une pièce composée de mats et de tissus et de PVC.....	48
Figure 2.5	Dimensions (en millimètre) des brides étudiées.....	50
Figure 2.6	Géométrie de la bride selon la Section X (ASME, Section X 1989).....	51
Figure 2.7	Modèle 1 de bride en composite: a) maillage en éléments finis; b) contour de la bride.....	57
Figure 2.8	Modèle 2 de bride en composite: a) maillage en éléments finis; b) contour de la bride.....	58
Figure 2.9	Modèle 3FF de bride en composite (FF pour full face): a) maillage en éléments finis; b) contour de la bride.....	59
Figure 2.10	Modèle 3RF de bride en composite (RF pour raised face): a) maillage en éléments finis; b) contour de la bride.....	60
Figure 2.11	Modèle 4 de bride en composite: a) maillage en éléments finis; b) contour de la bride.....	61
Figure 2.12	Modèle 5 et 6 de bride métallique: a) maillage en éléments finis; b) contour de la bride.....	62



Figure 2.13	Schéma tridimensionnel de la bride.....	63
Figure 3.1	Modèle 1: Contrainte de compression du joint au préserrage et à la pression.....	78
Figure 3.2	Modèle 2: Contrainte de compression du joint au préserrage et à la pression.....	79
Figure 3.3	Modèle 3FF: Contrainte de compression du joint au préserrage et à la pression.....	80
Figure 3.4	Modèle 3RF: Contrainte de compression du joint au préserrage et à la pression.....	81
Figure 3.5	Modèle 4: Contrainte de compression du joint au préserrage et à la pression.....	82
Figure 3.6	Modèle 5: Contrainte de compression du joint au préserrage et à la pression.....	83
Figure 3.7	Modèle 6: Contrainte de compression du joint au préserrage et à la pression.....	84
Figure 3.8	Modèle 1: Contrainte de compression du joint au préserrage et à la pression lorsque l'effet des trous de boulons est négligé.....	85
Figure 3.9	Comparaison de la contrainte de compression du joint au préserrage pour les modèles de brides en composite.....	91
Figure 3.10	Comparaison de la contrainte de compression du joint en opération pour les modèles de brides en composite.....	92
Figure 3.11	Comparaison de la contrainte de compression du joint lorsque la pression	

Figure 3.12	Comparaison de la contrainte de compression du joint lorsque la pression est triplée pour les modèles en composite.....	94
Figure 3.13	Comparaison de la contrainte de compression du joint lorsque la pression est quadruplée pour les modèles en composite.....	95
Figure 3.14	Comparaison de la contrainte de compression du joint pour une bride à face surélevée: métallique versus composite au préserrage.....	97
Figure 3.15	Comparaison de la contrainte de compression du joint pour une bride à face surélevée: métallique versus composite en opération.....	98
Figure 3.16	Contrainte axiale dans les boulons au préserrage.....	100
Figure 3.17	Contrainte axiale dans les boulons en opération.....	101
Figure 3.18	Déformée en opération du modèle 3FF.....	105
Figure 3.19	Déformée en opération du modèle 3RF.....	106
Figure 3.20	Déformée en opération du modèle 6.....	107
Figure 3.21	Modèle 3FF: Contrainte radiale en MPa de la bride au préserrage.....	108
Figure 3.22	Modèle 3FF: Contrainte radiale en MPa de la bride en opération.....	109
Figure 3.23	Modèle 3FF: Contrainte tangentielle en MPa de la bride au préserrage.....	110
Figure 3.24	Modèle 3FF: Contrainte tangentielle en MPa de la bride en opération...	111
Figure 3.25	Modèle 3RF: Contrainte radiale en MPa de la bride au préserrage.....	112
Figure 3.26	Modèle 3RF: Contrainte radiale en MPa de la bride en opération.....	113
Figure 3.27	Modèle 3RF: Contrainte tangentielle en MPa de la bride au préserrage.....	114

	préserrage.....	114
Figure 3.28	Modèle 3RF: Contrainte tangentielle en MPa de la bride en opération..	115
Figure 3.29	Modèle 6: Contrainte radiale en MPa de la bride au préserrage.....	116
Figure 3.30	Modèle 6: Contrainte radiale en MPa de la bride en opération.....	117
Figure 3.31	Modèle 6: Contrainte tangentielle en MPa de la bride au préserrage.....	118
Figure 3.32	Modèle 6: Contrainte tangentielle en MPa de la bride en opération.....	119
Figure 3.33	Étude comparative de la contrainte radiale à la face supérieure de la bride : préserrage.....	127
Figure 3.34	Étude comparative de la contrainte radiale à la face supérieure de la bride : avec pression.....	128
Figure 3.35	Étude comparative de la contrainte tangentielle à la face supérieure de la bride : préserrage.....	129
Figure 3.36	Étude comparative de la contrainte tangentielle à la face supérieure de la bride : avec pression.....	130
Figure 3.37	Étude comparative de la contrainte radiale à la face inférieure de la bride : préserrage.....	131
Figure 3.38	Étude comparative de la contrainte radiale à la face inférieure de la bride : avec pression.....	132
Figure 3.39	Étude comparative de la contrainte tangentielle à la face inférieure de la bride: préserrage.....	133
Figure 3.40	Étude comparative de la contrainte tangentielle à la face inférieure de la bride: avec pression.....	134

Figure A1	Modèle 1: Contrainte radiale en MPa de la bride au préserrage.....	146
Figure A2	Modèle 1: Contrainte radiale en MPa de la bride en opération.....	147
Figure A3	Modèle 1: Contrainte tangentielle en MPa dans la bride au préserrage.....	148
Figure A4	Modèle 1: Contrainte tangentielle en MPa de la bride en opération.....	149
Figure A5	Modèle 2: Contrainte radiale en MPa de la bride au préserrage.....	150
Figure A6	Modèle 2: Contrainte radiale en MPa de la bride en opération.....	151
Figure A7	Modèle 2: Contrainte tangentielle en MPa de la bride au préserrage.....	152
Figure A8	Modèle 2: Contrainte tangentielle en MPa de la bride en opération.....	153
Figure A9	Modèle 4: Contrainte radiale en MPa de la bride au préserrage.....	154
Figure A10	Modèle 4: Contrainte radiale en MPa de la bride en opération.....	155
Figure A11	Modèle 4: Contrainte tangentielle en MPa de la bride au préserrage.....	156
Figure A12	Modèle 4: Contrainte tangentielle en MPa de la bride en opération.....	157
Figure A13	Modèle5: Contrainte radiale en MPa de la bride au préserrage.....	158
Figure A14	Modèle5: Contrainte radiale en MPa de la bride en opération.....	159
Figure A15	Modèle 5: Contrainte tangentielle en MPa de la bride au préserrage.....	160
Figure A16	Modèle 5: Contrainte tangentielle en MPa de la bride en opération.....	161

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1	Propriétés des matériaux dans les axes principaux.....	53
Tableau 3.1	Calcul des forces initiales sur le joint et dans les boulons.....	75
Tableau 3.2	Calcul des forces finales sur le joint et dans les boulons.....	76
Tableau 3.3:	Contrainte de compression du joint en valeur absolue.....	87
Tableau 3.4	Variation de la contrainte <u>radiale</u> $S_{11}$ à travers l'épaisseur des brides.....	121
Tableau 3.5	Variation de la contrainte <u>radiale</u> $S_{11}$ pour 2, 3, et 4 fois la pression.....	121
Tableau 3.6	Variation de la contrainte <u>tangentielle</u> $S_{33}$ à travers l'épaisseur des brides.....	122
Tableau 3.7	Comparaison de la rotation de la bride pour différents cas étudiés.....	124

## **LISTE DES SYMBOLES**

$A$	diamètre extérieur de la bride
$A_b$	section du boulon
$A_g$	section effective de la garniture
$B$	diamètre intérieur de la bride
$b$	largeur effective du joint d'étanchéité
$C$	diamètre du cercle de perçage des trous de passage des boulons
$d_b$	diamètre du boulon
$d$	diamètre des trous des boulons
$D$	diamètre moyen de la bride
$D_e$	diamètre extérieur du joint
$D_i$	diamètre intérieur du joint
$E_b$	module d'élasticité du boulon
$E_g$	module d'élasticité de la garniture
$E_f$	module d'élasticité de la bride
$E_L$	modules de Young dans la direction longitudinale aux fibres
$E_T$	module de Young dans la direction transversale aux fibres
$E_x$	module de Young dans la direction longitudinale
$E_r$	module de Young dans la direction radiale
$E_z$	module de Young dans la direction perpendiculaire au plan de la couche
$E_\theta$	module de Young dans la direction tangentielle

$E_{eq}$	rigidité équivalente
$F_b$	force totale par unité de circonférence dans les boulons
$F_g$	force totale par unité de circonférence sur le joint d'étanchéité
$g$	épaisseur de l'enveloppe cylindrique
$G$	diamètre effectif du joint d'étanchéité
$G_{rz}$	module de cisaillement dans le plan principal rz
$G_{xz}$	module de cisaillement dans le plan principal xz
$h_T$	bras de levier pour la force hydrostatique au bout de l'enveloppe cylindrique
$h_D$	bras de levier pour la force hydrostatique sous le joint
$h_G$	bras de levier pour la force du joint
$h_{GS}$	bras de levier pour la force des boulons
$H_D$	force hydrostatique au bout de l'enveloppe cylindrique
$H_T$	force hydrostatique sous le joint
$K$	rapport A/B
$K_b$	rigidité linéaire des boulons
$K_g$	une rigidité linéaire du joint
$K_r$	une rigidité en rotation de la bride
$L_b$	longueur effective du boulon
$M_f$	moment équivalent de torsion par unité de circonférence de la bride
$N$	nombre de boulons
$p$	pression
$Q_{ij}$	constantes élastiques des composites

$S$	contrainte à la rupture en cisaillement dans le plan de la couche
$t_g$	épaisseur du joint d'étanchéité
$t_f$	épaisseur de la bride
$u_b$	déplacement axial du boulon
$u_g$	déplacement axial de la garniture
$X_T$	contrainte à la rupture suivant l'axe longitudinale des fibres en traction
$X_C$	contrainte à la rupture suivant l'axe longitudinale des fibres en compression
$X_{\epsilon T}$	déformation à la rupture suivant l'axe longitudinale des fibres en traction
$X_{\epsilon C}$	déformation à la rupture suivant l'axe longitudinale des fibres en compression
$Y_T$	contrainte à la rupture suivant l'axe transversale aux fibres en traction
$Y_C$	contraintes à la rupture suivant l'axe transversale aux fibres en compression
$Y_{\epsilon T}$	déformation à la rupture suivant l'axe transversale aux fibres en traction
$Y_{\epsilon C}$	déformation à la rupture suivant l'axe transversale aux fibres en compression
$S_e$	déformation à la rupture en cisaillement dans le plan de la couche.
$\theta_f$	rotation de la bride
$\nu_T, \nu_L$	coefficients de Poisson;
$\nu_r, \nu_\theta$	coefficients de Poisson
$\nu_{x\theta}, \nu_{\theta x}$	coefficients de Poisson
$\sigma_{11}$	contrainte dans la direction des fibres
$\sigma_{22}$	contrainte dans la direction perpendiculaire aux fibres
$\sigma_{12}$	contrainte de cisaillement dans le plan de la couche



## **LISTE DES ANNEXES**

ANNEXE A	Distribution de contraintes dans la bride selon les modèles.....	145
ANNEXE B	Exemple de fichier de données d'entrée d'ABAQUS : modèle 3FF.....	162

## INTRODUCTION GÉNÉRALE

Les matériaux composites à matrice polymérique connaissent un développement spectaculaire dans bien des secteurs économiques et en particulier dans celui des réservoirs sous haute et basse pression et de la tuyauterie, notamment dans le domaine des armements, des amenées ou rejets d'eaux potables et usées et dans le domaine de transport des produits chimiques et pétrochimiques. Leurs qualités propres leur ont permis de prendre le pas sur les matériaux traditionnels chaque fois que le poids, la résistance aux agents chimiques, la résistance à la fatigue, le faible coût de maintenance, et parfois même l'esthétique représentaient des critères prépondérants. Leur capacité de résister à la corrosion fait que leur utilisation dans les réservoirs sous pression et la tuyauterie s'avère nécessaire dans certains cas.

Malgré l'utilisation accrue des composites à matrice polymérique c'est-à-dire des plastiques renforcés de fibres dans les réservoirs sous pression et la tuyauterie, très peu d'informations sont disponibles sur l'analyse mécanique et la fabrication de certaines composantes en particulier les brides boulonnées. Même si le code de l'ASME (American Society of Mechanical Engineers) Section X, l'ASME RTP-1 de même que d'autres standards comme l'ASTM D4024, le British Standard BS 7159 ont élaboré des règles de conception, de fabrication, de tests et d'inspection sur les réservoirs sous pression fabriqués en plastique renforcé de fibres, les formules établies pour l'analyse des brides

boulonnées en composites sont prises conformément aux formules présentées pour les brides en aciers. C'est le cas de la section X du code de l'ASME qui, dans son article RD-6, recommande l'utilisation du code ASME/ANSI B16.5, utilisé pour les brides métalliques, pour déterminer les dimensions des brides en composite. Mais, étant donné que le comportement des matériaux composites est très différent des matériaux métalliques, du fait de leur anisotropie et de leur inhomogénéité, les résultats obtenus en utilisant ces codes de design ne sont pas toujours significatifs vis-à-vis du comportement réel de ces brides. Ces codes ne prévoient que l'utilisation des joints d'étanchéité pleine largeur dans le cas des brides en plastique renforcé de fibres et aucune étude spécifique n'a été menée sur l'utilisation des brides boulonnées en composite à face surélevée, sujet intéressant à découvrir.

Les travaux qui ont été effectués rigoureusement sur ce sujet et retrouvés dans la littérature ne datent seulement que des années 1980, même si le code de la section X de l'ASME a été adoptée depuis décembre 1969 (voir recherche bibliographique plus loin). Étant donné que les brides boulonnées métalliques à face surélevée sont suffisamment connues et que presque tous les standards des brides en composites ne préconisent que l'utilisation des joints pleine largeur, nous nous sommes posé la question de savoir ce qui se passent réellement au niveau des brides en composite à face surélevée. Mais à cause de la complexité des brides en composite, il paraît important et de surcroît intéressant d'étudier le comportement réel des brides en composites à l'aide des éléments finis, que ce soit des brides avec garniture pleine largeur ou des brides à face surélevée. Les

éléments qui influencent le comportement d'une bride et surtout celle en composite étant innombrables, il devient donc nécessaire d'explorer de façon globale le domaine des brides en composite afin de s'attaquer d'une manière spécifique à ces éléments.

Le présent travail vise d'une part à étudier le comportement réel d'une bride boulonnée en matériaux composites et d'autre part à évaluer leurs performances par rapport aux brides métalliques afin de prévoir leur éventuelle utilisation de remplacement dans les assemblages boulonnés métalliques de même géométrie là où la résistance en corrosion devient un facteur prédominant. Un regard sera également tourné vers l'influence du mode de fabrication sur le comportement des brides en composite. Les composites visés sont des plastiques renforcés de fibres (Fiber Reinforced Plastic FRP). L'analyse a pour but d'évaluer l'intégrité des brides en composite à partir de l'analyse de contraintes dans le joint d'étanchéité, les boulons de même que la bride elle-même afin d'éviter toute fuite de fluide pressurisé et par conséquent trouver les limites de ce type de brides face à l'intégrité d'un réservoir sous pression muni d'un joint d'étanchéité. Un accent est mis spécialement sur les brides en composite à face surélevée étant donné que presque tous les codes existants ne favorisent que l'utilisation des brides avec un joint pleine largeur. Une comparaison est faite des comportements des brides en composite à face surélevée vis-à-vis des brides métalliques de même catégorie.

À cause de la grande complexité et non-linéarité du problème, la méthode des éléments finis est utilisée dans une grande partie de cette étude. Le logiciel ABAQUS est

adopté. D'autre part la méthode analytique basée sur la théorie des stratifiés sera utilisée pour valider les résultats de même que certains résultats expérimentaux disponibles dans la littérature. Les critères de rupture des composites seront appliqués également pour déterminer la résistance de ces brides.

Ainsi dans le chapitre I, nous trouverons une introduction sur le sujet traité avec une revue bibliographique. Dans le chapitre II, il sera question d'une étude par éléments finis des brides boulonnées avec joint pleine largeur et des brides à face surélevée. Les résultats de ces analyses seront discutés et comparés avec d'autres résultats disponibles dans la littérature au chapitre III. Enfin une conclusion sera élaborée à travers cette étude de même que des recommandations seront faites dans le but d'une amélioration de la conception et l'analyse des brides en composite dans le dernier chapitre.

## **CHAPITRE I**

### **INTRODUCTION AUX BRIDES BOULONNÉES ET RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE**

Les brides boulonnées sont utilisées dans les réservoirs sous pression, les échangeurs de chaleur et la tuyauterie. La majorité de ces brides est conçue à partir des spécifications prescrites dans des standards comme ASME/ANSI B16.5 et d'autres codes selon les pays. Ces standards ne tiennent pas compte de façon explicite du comportement du joint d'étanchéité, des boulons et de la bride. Ils proviennent souvent de la combinaison de l'expérience, des tests et des calculs à l'intérieur de certaines industries spécifiques. Lorsque ces brides standardisées ne sont plus appropriées aux circonstances, des analyses spécifiques sont requises lors de la conception. Ainsi, la section VIII du code de l'ASME fournit les règles de conception pour les brides métalliques, alors que la section X du même code fournit celles des brides en composites plastiques renforcés de fibres. Mais avant d'approfondir ces règles notamment celles de la section X et de présenter la revue bibliographique, il est nécessaire de comprendre les différents aspects des brides boulonnées. Étant donné qu'une comparaison sera faite entre les brides métalliques à face surélevée et celles en composite lors de cette étude, ce chapitre présente successivement une introduction brève aux brides métalliques et en composite.

## 1.1 BRIDES BOULONNÉES MÉTALLIQUES

### 1.1.1 Définitions générales

Les assemblages utilisant les brides boulonnées et munis de joint d'étanchéité sont des moyens de connexion et de raccordement entre les différents éléments des réservoirs sous pression. Une bride boulonnée est constituée de cinq éléments interdépendants qui sont: les boulons (bolt), le joint d'étanchéité ou la garniture (gasket), le plateau ou l'anneau circulaire (flange) et l'enveloppe cylindrique (cylinder) et parfois un couvercle (end closure) (figure 1.1).

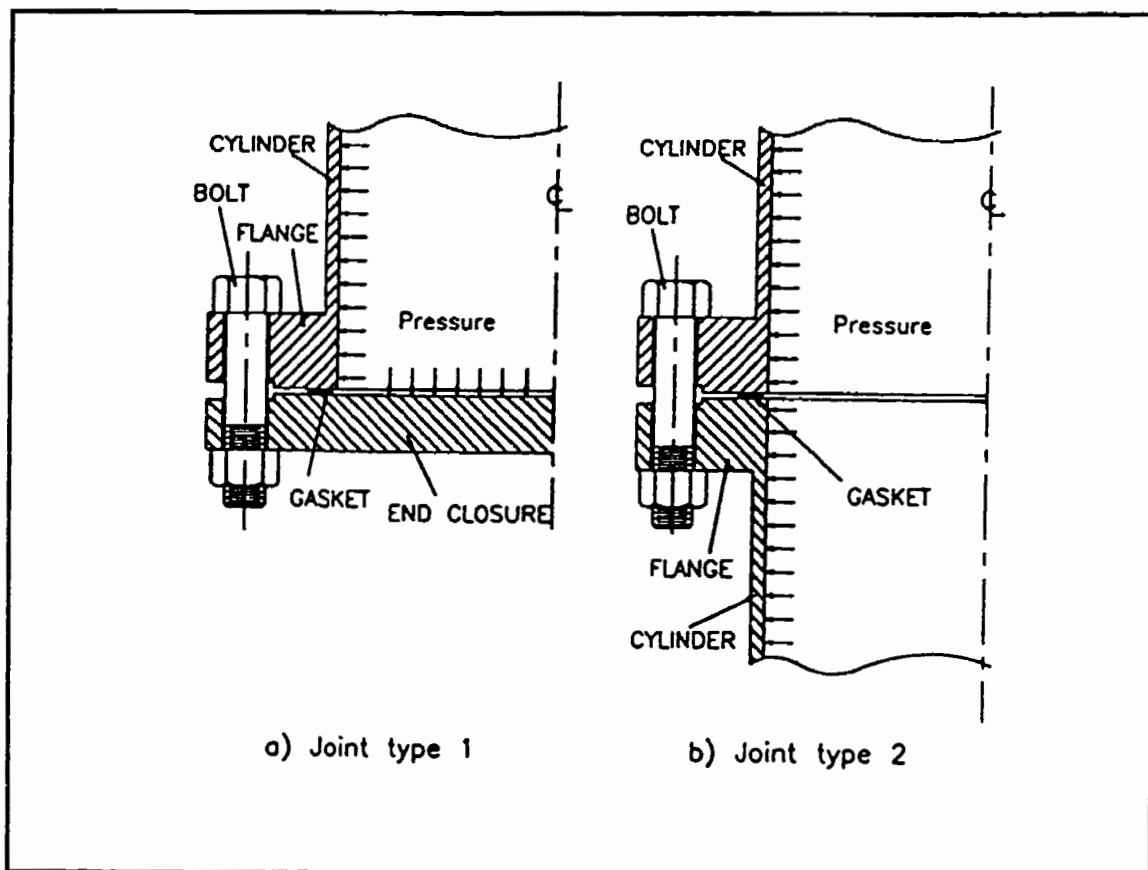


Figure 1.1 Éléments constituant une bride boulonnée (Bouzid 1994)

Il existe plusieurs types d'assemblage à brides boulonnées dont les plus utilisés sont ceux présentés à la figure 1.2 notamment la bride à face surélevée, la bride contact métal à métal et la bride à face plate . Dans les différents assemblages à brides boulonnées, chaque élément peut changer légèrement de forme mais garde néanmoins sa fonction de base et apporte sa contribution à la performance du joint.

Les boulons sont utilisés pour assurer le montage et le démontage du joint pendant sa durée de vie. Ils favorisent un accès facile pour la maintenance et l'inspection. De plus, ils sont requis pour maintenir le joint toujours serré lors des conditions d'opération. Ils permettent de maintenir également une pression sur le joint d'étanchéité afin que ce dernier assure correctement sa fonction d'étanchéité.

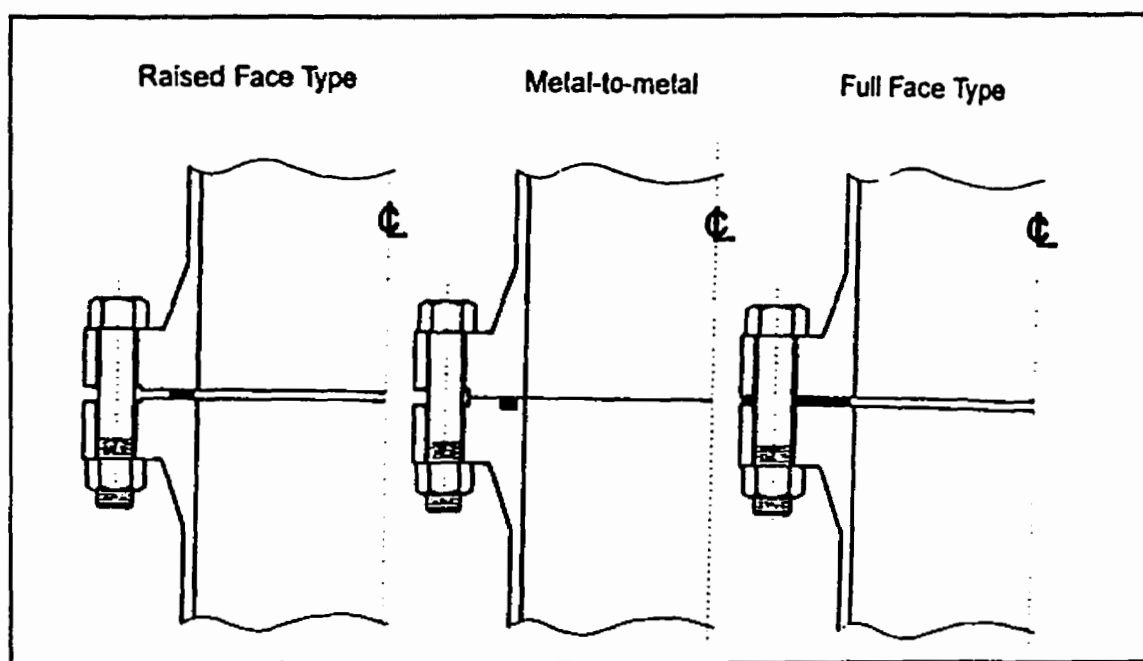


Figure 1.2 Différents types d'assemblage à bride boulonnée (Bouzid 1994 )



Le joint (garniture) est introduit entre les deux brides pour empêcher la fuite du fluide pressurisé. Il doit être suffisamment mou et flexible pour épouser la forme des surfaces de contact et rentrer dans les aspérités de façon à minimiser tout risque de fuite. La contrainte de compression qui doit permettre au joint d'étanchéité de jouer ce rôle est appelée contrainte d'assise et est représentée par la lettre "y" dans le code de l'ASME. De plus un niveau de contrainte minimal, proportionnel à la pression du fluide, doit être maintenu sur le joint d'étanchéité en tout temps. Ce coefficient de proportionnalité est désigné par la lettre "m" et disponible également dans le code. Les coefficients "y" et "m" varient en fonction de type de joint d'étanchéité. À noter que des nouveaux paramètres de design du joint sont présentement à l'étude par les comités du code de l'ASME.

Le plateau ou l'anneau circulaire est placé au bout du cylindre dans le but de faciliter le logement des boulons. À cause de la non collinéarité des forces dans les boulons et celles du joint d'étanchéité au préserrage comme en opération, il se produit une rotation de la bride, que ça soit en préserrage comme en opération. Cette rotation engendre un moment de torsion sur la bride et complique d'une façon significative l'étude du comportement du joint d'étanchéité.

### **1.1.2 Courte revue bibliographique**

Il existe pour les brides métalliques une multitude de références autant en étude analytique, expérimentale qu'en éléments finis. Ces études ont porté sur les différents aspects des brides et sur les différents types de brides comme ceux présentés à la figure 1.2. Les développements effectués dans divers écrits ont pour but de trouver une relation

entre la force de presserage et les forces résultantes lors des conditions d'opération en prenant en compte divers éléments tels que la flexibilité des boulons et de la garniture, la rotation de la bride, la friction entre la garniture et la bride, la friction entre la tête des boulons ou les rondelles avec la bride, la rigidité de la fermeture du réservoir et autres. Ces études ont été menées dans le but d'assurer l'intégrité structurale et la bonne étanchéité du joint à basse et à haute température. Étant donné la multiplicité de ces travaux, une brève revue bibliographique est présentée ici pour appuyer l'effort effectué dans le domaine d'analyse des brides boulonnées métalliques.

Bien qu'il existait déjà des travaux effectués sur l'analyse des brides boulonnées avec joint d'étanchéité, l'analyse des brides a pris son véritable envol avec la nouvelle approche proposée par Walters et Taylor (1951) et servant de base pour la procédure de conception adoptée par le code de l'ASME " Boilier and Pressure Vessel ". Depuis ce temps des recherches plus spécifiques ont été menées et certaines alternatives ont été proposées pour améliorer l'analyse des brides boulonnées.

Ainsi, Blach et Bazergui (1981) ont présenté une revue bibliographique globale sur l'analyse des brides boulonnées. Chacune des publications présentée a été rigoureusement commentée. Walters et Scheneider (1980) ont résumé dans leur article des règles de conception et d'analyse des brides selon le code de l'ASME. Sawa, Higurashi et Akagawa (1991) ont utilisé la théorie d'élasticité pour les corps axisymétriques tridimensionnels pour déterminer la distribution de contraintes dans le joint afin d'assurer une bonne performance à l'étanchéité. Bouzid et Chaaban (1993) ont proposé une approche modifiée d'analyse des brides basée sur l'interaction élastique.

Cette méthode simplifiée est une extension de la méthode de Taylor Forge qui prend en considération la rotation de la bride, la flexibilité de la garniture et des boulons ainsi que la rigidité du couvercle du réservoir si nécessaire. Bouzid, Chaaban et Bazergui (1995) ont amélioré l'étude précédente en incluant l'effet de la relaxation et du fluage du joint d'étanchéité dans le temps lors des conditions d'opération. Varga et Baratosy (1995) ont proposé une méthode d'estimation de la force optimale de préserrage qu'il faut appliquer sur le joint de façon à éliminer les contraintes excessives ou les contraintes en dessous de la contrainte d'assise du joint au cours des conditions d'opération.

La plupart des références citées ci-dessus ont étudié des brides à face surélevée (raised face flange). Mais il existe également des études qui ont été faites sur des brides à face plate avec joint d'étanchéité pleine largeur (full face flange) et qui ont servi de base pour la conception des brides en matériaux composites. Ainsi, les travaux effectués par Taylor Forge (1951) sur la conception des brides à face plate avec joint d'étanchéité pleine largeur servent de base de calcul des contraintes des brides en plastique renforcé de fibre de la section X du code de l'ASME. Blach, Bazergui et Baldur (1986) ont proposé plus tard une nouvelle méthode d'analyse basée sur l'hypothèse d'une distribution triangulaire de la force de compression du joint d'étanchéité avec une valeur nulle au diamètre intérieur de la bride et une valeur maximale au diamètre extérieur de la bride en cours d'opération.

Des études en éléments finis ont été également menées sur des brides boulonnées notamment celles de Chaaban et Muzzo (1991), Zahavi (1993), Hwang et Stallings (1994), Bouzid et al. (1995). De même, Hibbitt, Karlson et Sorensen (1995) ont présenté

une analyse des brides avec ABAQUS. Les études précédentes ont utilisé des éléments axisymétriques et/ou des éléments tridimensionnels pour déterminer les contraintes dans les composants du joint afin de comparer généralement les résultats avec la méthode analytique ou la méthode expérimentale.

### **1.1.3 Interaction entre les différents éléments du joint**

#### **1.1.3.1 Brides à face surélevée**

Le comportement d'une bride boulonnée peut être considéré comme l'interaction entre trois composantes lors du presserage et en opération: la garniture, les boulons et la bride. Très simple dans sa forme globale, le comportement d'une bride est contrôlé par beaucoup de facteurs. Une analyse très simplifiée est présentée dans ce paragraphe afin de mieux comprendre la contribution de chaque élément de l'assemblage boulonné. Il existe dans la littérature des analyses plus détaillées des brides boulonnées métalliques tenant compte de tous les facteurs; Bouzid et Chaaban (1993), Bouzid, Chaaban et Bazergui (1995), Thompson (1994), etc.... Dans toutes ces études, le comportement de chaque composante est considéré comme élastique et linéaire.

Pour comprendre l'interaction entre tous les éléments de la bride boulonnée, considérons l'assemblage de la figure 1.3 ci-dessous. Chacun des éléments peut être représenté par un ressort élastique avec une rigidité linéaire  $K_b$  pour le boulon, une rigidité linéaire  $K_g$  pour la garniture et une rigidité en rotation  $K_f$  pour la bride.

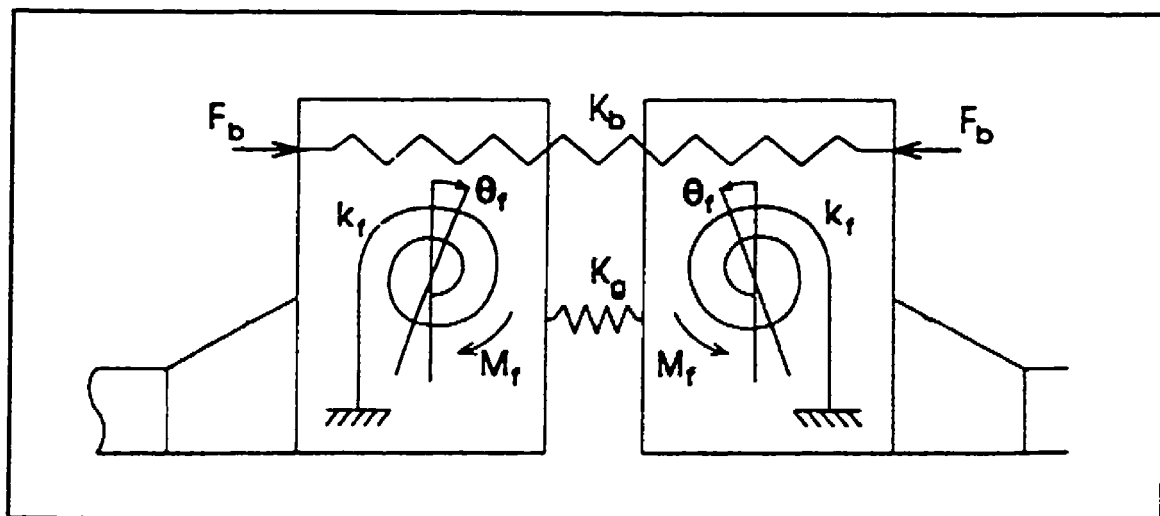


Figure 1.3 Modèle d'interaction des différents éléments de la bride Thompson (1994)

Les relations forces-déplacements sont données par ,Thompson (1994)

$$u_b = \frac{F_b}{K_b}$$

$$u_g = \frac{F_g}{K_g} \quad (1.1)$$

$$\theta_r = \frac{M_r}{K_r}$$

Les rigidités sont approximées par:

$$K_b = \frac{E_b A_b}{L_b}$$

$$K_g = \frac{E_g A_g}{t_g} \quad (1.2)$$

$$K_r = \ln \frac{A}{B} \frac{E_r t_f^3}{6 D}$$

avec :

$$A_b = N \frac{\pi d_b^2}{4} \quad (1.3)$$

$$A_g = \pi G b \quad (1.4)$$

où, pour chaque élément,  $u$  représente le déplacement,  $F$  la force,  $M$  le moment de torsion,  $A$  la section et  $E$  le module d'élasticité de même que  $\theta$  la rotation de la bride.

Dans l'équation de  $K_r$ , on ignore la contribution en rigidité de la collerette (hub) et du cylindre.

### Préserrage

L'équilibre des forces au préserrage (état initial) suivant l'axe de l'enveloppe cylindrique correspond à la condition d'assise du joint d'étanchéité et dans ce cas on a:

$$F_b^i = F_g^i \quad (1.5)$$

Dans ces conditions le moment de torsion de la bride pour une analyse très simplifiée basée sur la figure 1.4 est:

$$M_f^i = F_b^i \times \frac{(C - G)}{2} \quad (1.6)$$

où  $(C-G)/2$  est le décalage entre la droite de forces des boulons et celle de la force du joint d'étanchéité,  $C$  étant le diamètre du cercle de perçage des trous de passage des boulons. L'exposant  $i$  indique les conditions initiales au préserrage. La relation 1.1 devient dans ce cas:

$$\begin{aligned}
 u_b^i &= \frac{F_b^i}{K_b} \\
 u_g^i &= \frac{F_g^i}{K_g} = \frac{F_b^i}{K_g} \\
 \theta_f^i &= \frac{M_f^i}{K_f} = \frac{F_b^i \times \left( \frac{C - G}{2} \right)}{K_f}
 \end{aligned}
 \tag{1.7}$$

Il ressort de la relation 1.7 que lors du préserrage, les trois déplacements sont fonction de la force de préserrage. L'approche la plus réelle pour étudier une bride est celle basée sur l'analyse de discontinuités de l'assemblage boulonné. Cette analyse décompose la bride en simples éléments comme le plateau, la collerette et l'enveloppe cylindrique dont le comportement est connu (figure 1.4). Le plateau de la bride est traité comme une plaque circulaire contenant un trou (ou dans certains cas comme un anneau), simplement supporté au diamètre extérieur et soumis à des chargements au diamètre intérieur (figure 1.5). L'enveloppe cylindrique quant à elle est traitée comme une coque cylindrique. À chaque discontinuité on écrit les équations de compatibilité géométrique pour le déplacement et la rotation auxquelles sont jointes les équations d'équilibre des forces et moments au niveau de chaque composant pour solutionner le problème des brides; un problème simple de résistance des matériaux.

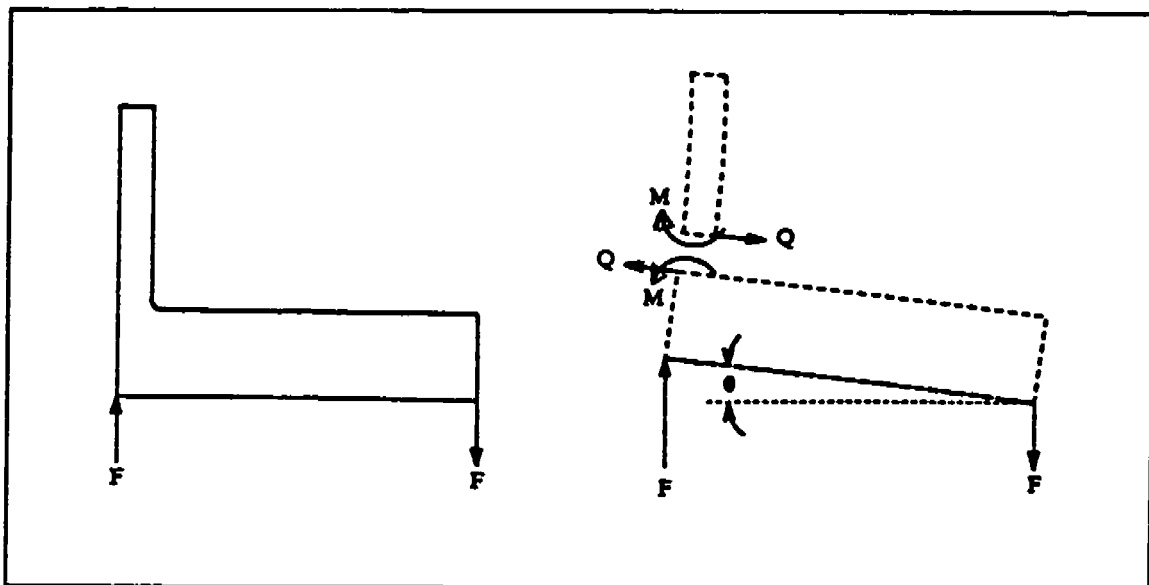


Figure 1.4 Analyse des discontinuités d'une bride (Sun 1995)

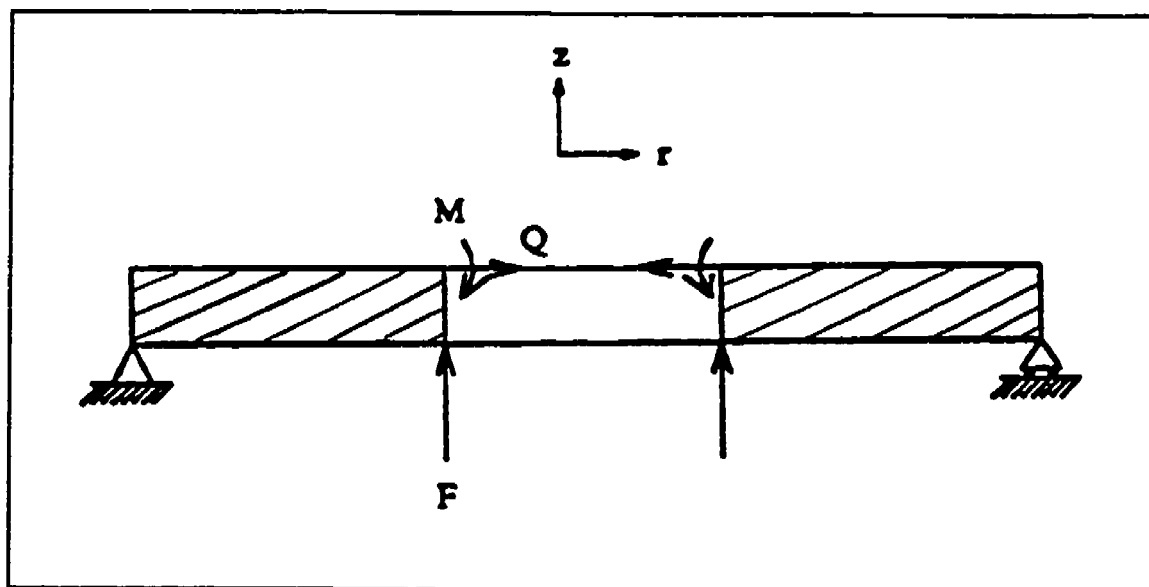


Figure 1.5 Modèle du plateau de la bride dans l'analyse de discontinuités (Sun 1995)



Une analyse beaucoup plus complète a été effectuée par Bouzid et Chaaban (1993, 1994) basée sur l'interaction des éléments constituant la bride (figure 1.6), où on retrouve toutes les équations nécessaires à la solution analytique.

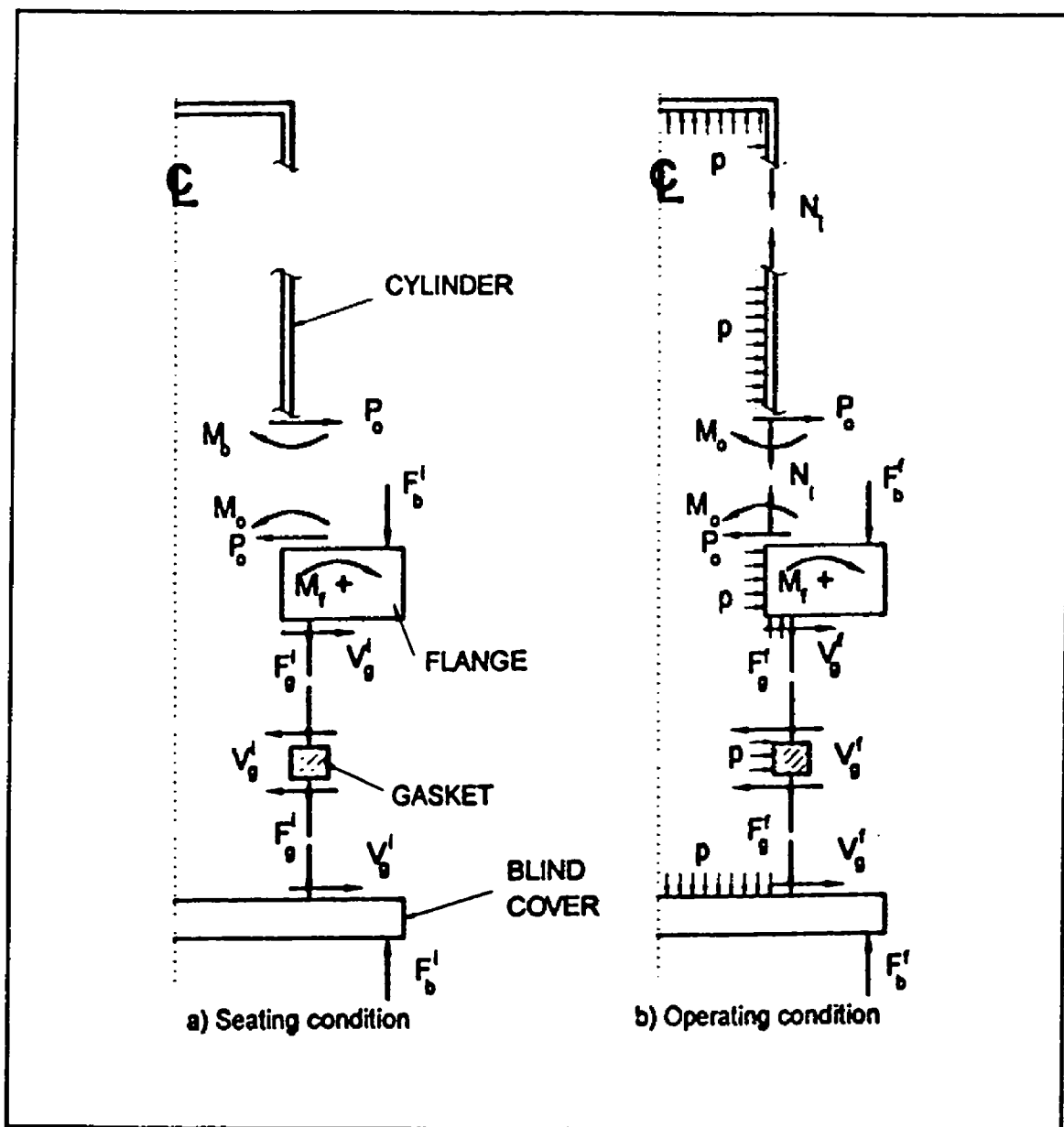


Figure 1.6 Modèle Bouzid et al. pour l'analyse des discontinuités (Bouzid 1994 )

### Pression

À la mise sous pression, les relations précédentes sont beaucoup plus complexes. On a donc recours à des modèles plus élaborés pour évaluer les différentes contraintes en présence. Généralement, ces modèles tentent de trouver une relation entre la force finale dans les boulons ou le joint, en fonction de la force initiale et de la pression. Il existe des modèles, Thomson (1994), Bouzid et Chaaban (1993), qui ont fourni des expressions de la force finale dans les boulons en fonction de la force initiale dans les boulons et la pression. Selon le modèle de Bouzid (1994) (figure 1.7), la force finale dans le boulon déterminée à partir des relations d'interaction entre les éléments de l'assemblage d'un joint d'étanchéité est donnée par:

$$F_b^f = F_b^i + \frac{\frac{1}{K_g}}{\frac{1}{K_g} + \frac{1}{K_b}} \frac{\pi}{4} G^2 p + \frac{C - G}{2 \left( \frac{1}{K_g} + \frac{1}{K_b} \right)} (\theta_i^j - \theta_i^f) \quad (1.8)$$

L'exposant f indique les conditions finales d'opération.

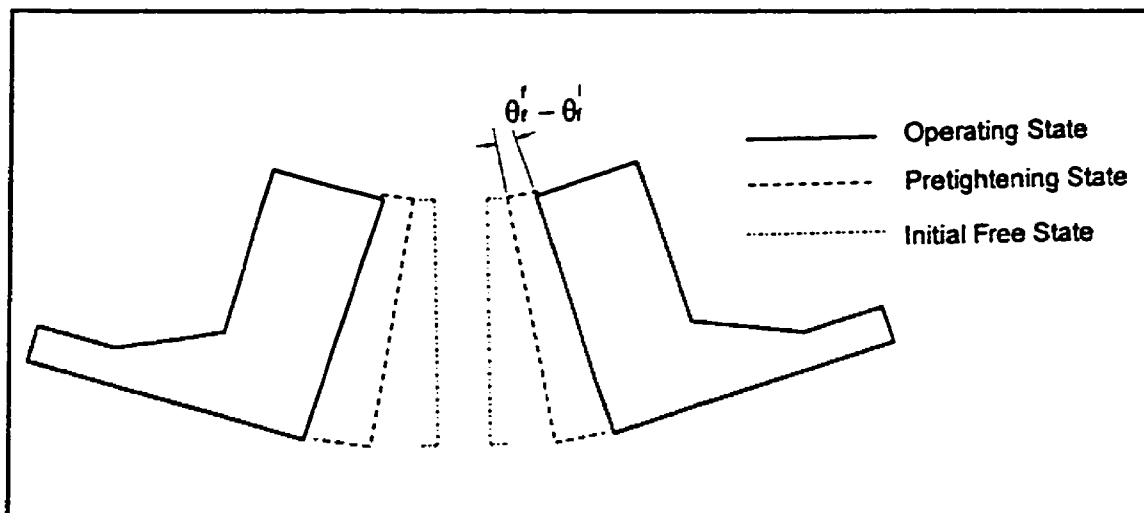


Figure 1.7 Rotations initiale et finale de la bride (Bouzid 1994)

### 1.1.3.2 Brides à face plate

Le comportement global observé précédemment pour les brides à face surélevée est identique aux brides à face plate mais les expressions précédentes sont valables seulement pour les brides à face surélevée. Pour les brides à face plate utilisant les joints d'étanchéité pleine largeur, aucune règle du code de l'ASME ne les couvre directement. Les formules utilisées en pratique sont tirées de l'Appendice 2 de "Taylor Forge Method" (1951). Blach, Bazergui et Baldur (1986) ont élaboré plus tard, dans le cadre du "Pressure Vessel Committee of the Welding Research Council", des expressions servant à analyser le comportement des brides et des joints à face plate. Un bref aperçu de cette méthode d'analyse est présenté ici car cette formulation est utilisée pour les brides en matériaux composites étant donné que jusqu'à date ces brides utilisent les joints

d'étanchéité pleine largeur selon tous les codes et standards. Pour plus de détails concernant cette approche, nous prions le lecteur de se diriger à la référence de Blach, Bazergui et Baldur (1986). Selon cette analyse, la distribution de la force de compression du joint en presserrage et en opération (puisque le joint couvre toute la face de la bride), est donnée par la figure 1.8.

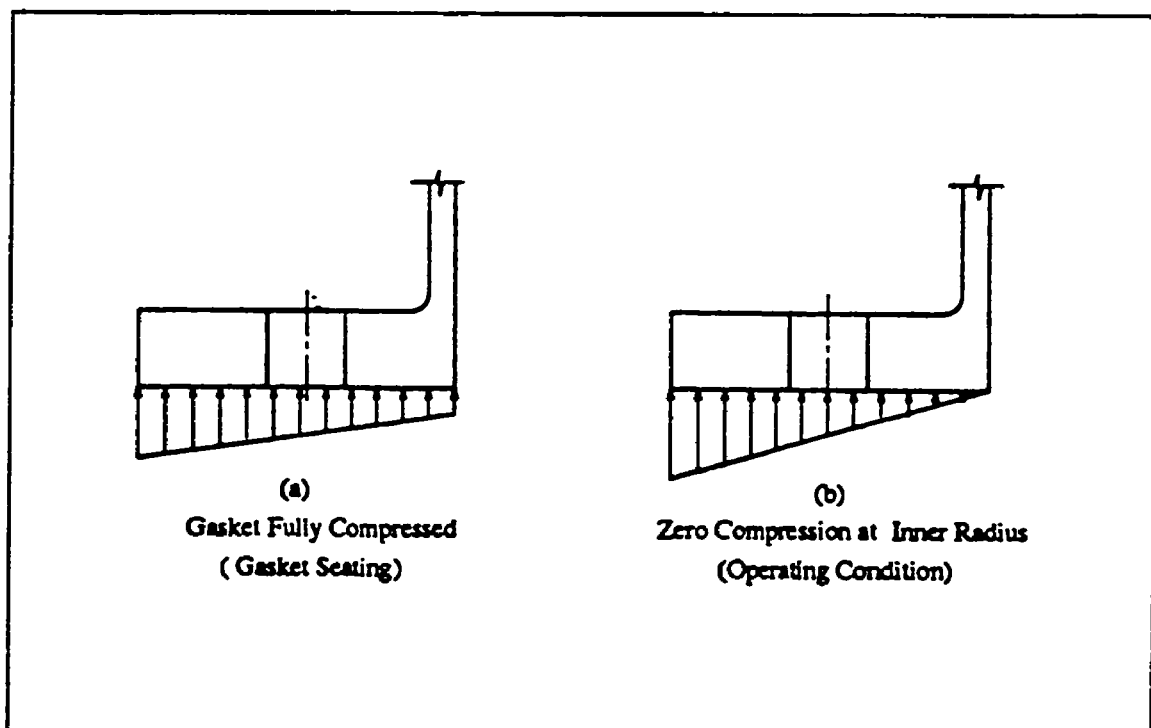


Figure 1.8 Distribution de la force du joint d'étanchéité Sun (1995)

Le point servant de pivot pour la rotation de la bride et correspondant au diamètre effectif de la bride est donnée par l'équation (figure 1.9):

$$G = \frac{2}{3} B^2 \sin\left(\frac{1}{B}\right) \left(1 + \frac{K^2}{K+1}\right) \quad (1.11)$$

avec  $K = \frac{A}{B}$ .

De plus le point d'application de la résultante des forces de compression du joint est décalé par rapport à G occasionnant ainsi au préserrage un moment de torsion supplémentaire de la bride en plus de celui causé par la force initiale des boulons. La figure 1.9 représente également le chargement de la bride lors de sa mise en opération.

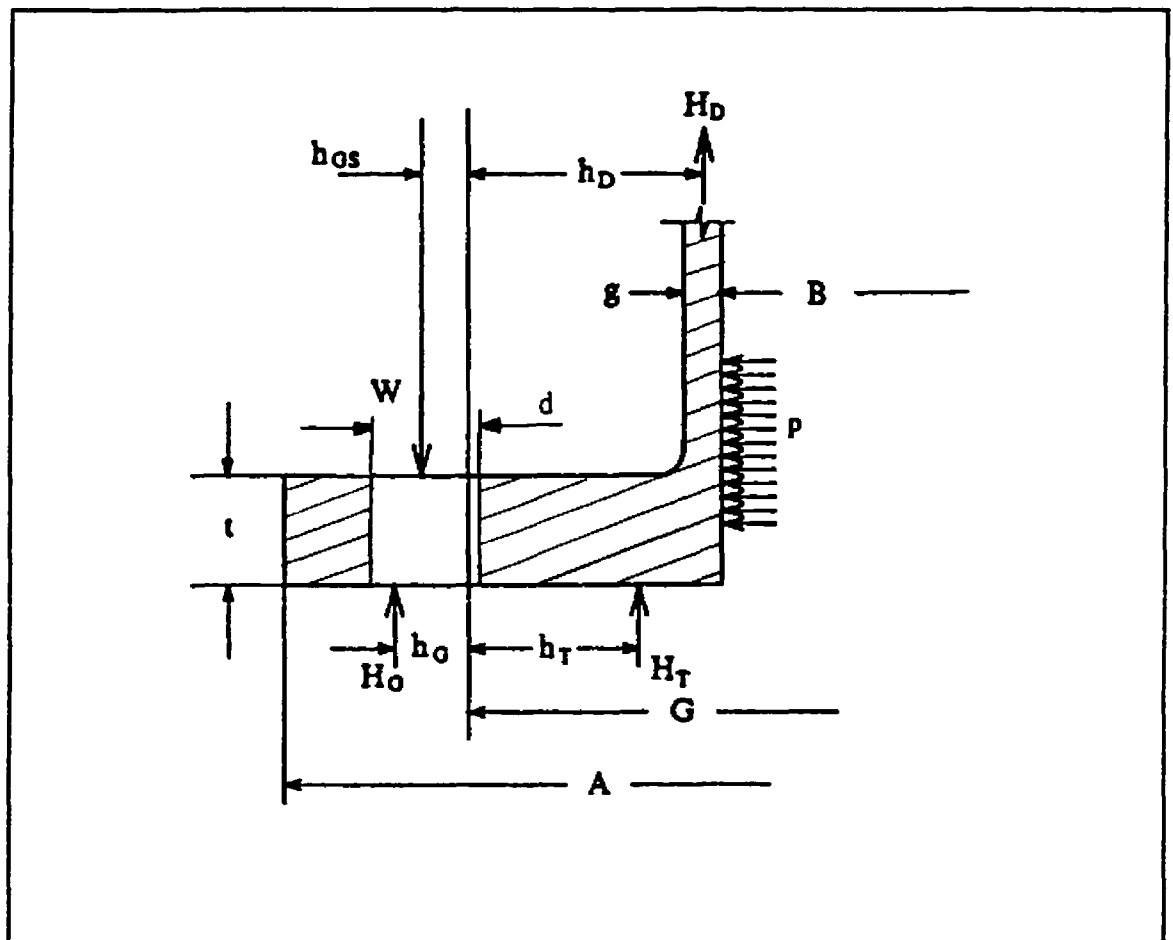


Figure 1.9 DCL d'une bride à face plate avec joint pleine largeur en opération

(Sun 1995)

Dans ce chargement  $H_D$  et  $H_T$  désignent respectivement la force hydrostatique au bout de l'enveloppe cylindrique et la force hydrostatique sous le joint d'étanchéité.

Elles sont données par les relations suivantes:

$$H_T = \frac{\pi}{4} \left[ (C - d)^2 - B^2 \right] p \quad (1.12)$$

$$H_D = \frac{\pi}{4} B^2 p \quad (1.13)$$

où  $d$  est le diamètre des trous des boulons.

Notons que la force hydrostatique sous le joint est considérée sur toute la partie du joint se trouvant à l'intérieur des trous de boulons. Les bras de levier pour le calcul des moments occasionnés par les différentes forces en présence sont données par:

$$h_T = \frac{1}{4} (2G - B - C + D) \quad (1.14)$$

$$h_D = \frac{1}{2} (G - B - g) \quad (1.15)$$

$$h_G = \frac{B^2}{4} \sin\left(\frac{1}{B}\right) \left(1 + \frac{3K^2}{1+2K}\right) - \frac{G}{2} \quad (1.16)$$

$$h_{GS} = \frac{1}{2} (C - G) \quad (1.17)$$

Au préserrage on a:

$$F_b^i = F_g^i \quad (1.18)$$

Il a été montré par Blach et al. (1986) que la rotation de la bride au préserrage est liée à la force de compression sur le joint par la relation suivante:

$$\theta_f^i = \frac{3}{1+2K} \frac{2 t_g F_g^i}{\pi G E_g (A-B)^2} \quad (1.19)$$

Dans ce cas aussi tous les déplacements sont fonction de la force initiale dans les boulons.

En opération, on fait appel à l'analyse de discontinuités pour trouver les expressions des forces finales dans le boulon de même que la force finale sur le joint d'étanchéité. On a :

$$F_b^f = F_g^f + H_r + H_b \quad (1.20)$$

et il a été montré également par Blach et al. (1986) que la rotation finale de la bride est liée à la force de compression finale sur le joint par la relation suivante:

$$\theta_f^f = \frac{3}{1+2K} \frac{2 t_g F_g^f}{\pi G E_g (A-B)^2} \quad (1.21)$$

Toutes ces équations sont également présentées dans l'article de Blach et Sun (1993) et nous prions le lecteur de s'y référer pour de plus amples détails.

## **1.2 BRIDES EN MATÉRIAUX COMPOSITES**

### **1.2.1 Revue bibliographique**

Malgré l'utilisation accrue des brides en plastique renforcé de fibres dans les industries chimiques, il existe peu de publications sur l'analyse de telles brides. Les manufacturiers préfèrent se contenter des codes ou standards existants qui sont parfois trop conservateur ou ne donnant pas toujours des résultats escomptés. Les études rigoureuses effectuées sur les brides en composites ont débuté dans les années 80. Les études sont menées sur des brides spécifiques fabriquées pour la circonstance car la fabrication de la bride est très variée à cause du large choix de la séquence d'empilement des plis et de la méthode de fabrication. Néanmoins, il existe quelques études réalisées ces dernières années, même si la généralisation est loin d'être faite.

Ainsi, Muscati et Bradford (1981) ont effectués des tests destructifs sur des brides en composite de façon à prévoir la pression causant la rupture en fonction du pourcentage de verre contenu dans la résine. Une méthode analytique a été développée et une analyse par éléments finis a été effectuée pour confirmer les résultats analytiques. L'absence des tissus stratifiés au niveau du plateau de la bride et le fait que la géométrie de la bride n'a pas été prise en considération dans la méthode analytique a fait que les résultats prédits analytiquement ainsi qu'en éléments finis sont différents à ceux obtenus par la méthode expérimentale.

Blach et Hoa (1988) ont étudié l'effet de la "contraction" (pull-back) des brides en composites lors de la cuisson de la résine sur l'état de contraintes dans la bride. Ils ont proposé des remèdes permettant d'éviter ce genre de défaut. Ils ont effectués une étude



par éléments finis permettant de prédire si dans ces conditions la contrainte est acceptable pour une bonne étanchéité. Les résultats de cette prédiction ont été vérifiés expérimentalement.

Prucz, Kang et Hsieh (1991) ont développé un modèle paramétrique pour la conception de façon optimale des brides en composite. Les brides étudiées sont fabriquées à partir des coupons unidirectionnels joints bout-à-bout et sont soumises à une pression interne et à des efforts extérieurs. L'accent a été mis sur l'évaluation, la performance et l'optimisation des brides avec une meilleure sélection du matériau, l'agencement des coupons et l'angle de découpage de ces coupons. Une étude analytique a été élaborée pour la circonstance et les résultats de cette étude concordent avec la partie expérimentale.

Blach et Sun (1990), (1993), (1995) et plus tard Sun (1995) ont proposé une méthode d'analyse des contraintes des brides boulonnées en plastique renforcé de fibres. Cette méthode utilise la théorie anisotropique des plaques et coques laminées qui tient compte des déformations transversales de cisaillement (déformations négligées dans le cas de la théorie classique des stratifiés). Les brides à face plate avec joint d'étanchéité pleine largeur ont été utilisées dans cette étude. Des études expérimentales ont été menées pour valider la partie analytique. La théorie développée demeure néanmoins très complexe.

Hoa (1991) a conçu un livre très utile pour la conception des réservoirs sous pression, les vaisseaux et la tuyauterie en plastique renforcé de fibres. Il a exposé durant tout le long de cet ouvrage les règles de conception, des tests de fabrication et d'analyse des réservoirs. Les méthodes analytiques notamment la théorie des stratifiés ont été très

détaillées de même que les critères de rupture des réservoirs. Des résultats expérimentaux ont été également présentés.

Leon (1992) et Leon, Chew, Widera et Short (1995) ont présenté une revue de tous les standards de conception des brides en plastique renforcé de fibres. Ils ont effectué quelques comparaisons entre certains standards, des résultats obtenus en éléments finis et des résultats expérimentaux. Ils ont recommandé les brides fabriquées selon le code de l'ASME Section X car les règles établies dans ce code apparaissent plus adéquates. Ils ont recommandé le moulage de contact ou le moulage à la main comme la méthode de fabrication la plus appropriée pour les brides en plastique renforcé de fibres.

Paliwal, Malhotra et Gupta (1996) ont mené une étude analytique sur une bride à collier rapporté (loose type flange) basée sur le standard britannique BS 5500 en utilisant la théorie des plaques anisotropes. Ils ont développé une procédure de conception et de calcul des contraintes dans la bride en élaborant un paramètre  $Y$  pour la bride orthotropique semblable au paramètre  $Y$  des brides métalliques de la norme BS 5500. Un tableau donnant l'épaisseur de la bride et du paramètre  $Y$  est présenté à partir d'un programme Fortran en fonction des rayons intérieur et extérieur de la bride.

Blach (1996) a récemment présenté une discussion sur certains aspects du code de l'ASME, Section X. Il a montré à partir des résultats analytiques et expérimentaux que les règles de conception des brides métalliques ne peuvent pas s'appliquer aux brides en composite et que la précision des méthodes analytiques basées sur la théorie des stratifiés ou autres théories plus élaborées suscitent quelques questions. Il a terminé en conseillant néanmoins d'accoupler ces différentes théories avec la méthode

des éléments finis et la méthode expérimentale pour certifier certaines méthodes simplifiées en conception.

### **1.2.2 Compositions des brides en matériaux composites**

En général, un matériau composite est constitué de l'assemblage de deux ou plusieurs matériaux de nature différentes, se complétant et permettant d'aboutir à un matériau dont l'ensemble des performances est supérieur à celui des composants pris séparément.

Les composites à matrice polymérique, considérés dans ce travail, sont constitués de deux types de matériaux:

- la matrice qui, elle même, est composée d'une résine et des charges dont le but est d'améliorer les caractéristiques de la résine,
- le renfort constitué de fibres.

Dans les réservoirs sous haute et basse pression en composite, les résines les plus utilisées sont: le polyester, le vinyl ester, l'époxy et le phénol. Les fibres utilisées sont: le verre, le carbone et l'aramide (Kevlar). La bride est constituée de couches successives comportant matrice et renfort.

### **1.2.3 Méthodes de fabrication des réservoirs sous pression en composite**

Il existe différentes méthodes de mise en oeuvre des réservoirs sous pression en composite. Les plus utilisées sont: le moulage de contact, le moulage par injection de

résine, le moulage par enroulement filamentaire et le moulage par centrifugation. Une brève introduction est faite pour chacune de ces méthodes.

Pour le moulage de contact (ou moulage à la main), le moins cher de toutes les méthodes de mise en oeuvre, la pièce est obtenue par juxtaposition des couches à la main. Le moule est enduit de la résine catalysée et accélérée et le renfort (mat, tissus, etc...) est disposé dans le moule. Le renfort est alors imprégné de la matrice et on procède à un ébullage à l'aide de rouleau. Après gélification de la première couche, les couches suivantes sont appliquées, en utilisant la même technique. Le moulage de contact est la principale méthode utilisée en industrie pour la fabrication des brides boulonnées.

Dans le cas du moulage par injection de résine, les pièces sont réalisées par projection simultanée de résine catalysée et de fibres coupées sur le moule à l'aide d'une machine à air comprimé. Cette méthode est utilisée pour produire en grandes séries des brides de petites dimensions.

Pour le moulage par enroulement filamentaire, le renfort imprégné de résine est enroulé sur un mandrin cylindrique ou de révolution en rotation. Ce type de moulage est utilisé pour réaliser les parties cylindriques ou sphériques d'un réservoir. Suivant les mouvements relatifs du mandrin et du système d'approvisionnement de renfort, on obtient un enroulement circonférentiel, hélicoïdal ou polaire .

Enfin, lors du moulage par centrifugation, on introduit dans le moule en rotation du renfort (fibres coupées) et de la résine catalysée et accélérée. L'imprégnation du renfort par la résine est réalisée sous l'effet de la centrifugation. Cette technique est utilisée pour la fabrication de l'enveloppe cylindrique de la bride.

#### **1.2.4 Domaine d'utilisation des réservoirs sous pression en composites**

Trois importants marchés absorbent les réservoirs sous pression en matériaux composites. Il s'agit des secteurs industriels, militaires et aéronautique/aérospatiales. Au niveau du secteur industriel, les industries chimiques et pétrochimiques se taillent la grosse part du marché pour le stockage et le transport des produits de même que pour les compresseurs. La pression d'opération est relativement faible: 0 à 14 MPa (0 à 2 000 psi). Dans le cas des secteurs militaires et aérospatiales, l'utilisation des composites avancés comme ceux utilisant les fibres de kevlar 49, de carbone et de verre S combinées avec des résines d'époxy. Ces types de réservoirs en composite permettent d'atteindre de grandes pressions d'opération allant jusqu'à 70 MPa (10 000 psi) et parfois plus. Les tubes de canons, les compresseurs à air et d'hélium et les réservoir d'hydrogène sont les applications les plus fréquentes dans les secteurs militaires et aérospatiales.

#### **1.2.5 Brides boulonnées en composite fabriquées par le moulage de contact**

La fabrication des brides boulonnées demeure en grande partie artisanale et chaque compagnie oeuvrant dans ce domaine possède sa manière d'opérer même s'il existe des standards et des codes qui cherchent à réglementer la fabrication. Les standards les plus utilisés en Amérique du nord sont: le code de l'ASME section X pour les réservoirs sous pression en plastique renforcé de fibres de verre et le standard ASME RTP-1 concernant le matériel en plastique renforcé de fibres de verre résistant à la

corrosion. La grande majorité de ces brides est fabriquée par le moulage de contact (moulage à la main). La composition globale de la bride se présente de la façon suivante:

- une barrière anti-corrosion (liner) dont le but est de protéger le réservoir contre toute fuite du fluide pressurisé ou de protéger les fibres contre les agents chimiques. Cette barrière peut être une résine thermoplastique comme le polychlorure de vinyl (PVC) et ses dérivés, le téflon, etc... ou peut être une voile de surface (surfacing veil) qui est un mat à fils coupés dont la surface est riche en résine. Les fibres utilisées dans la voile de surface sont des fibres de verre C qui sont très résistantes à la corrosion.
- la partie structurale constituée de mats à fils coupés (CSM chopped strand mat) alternés des tissus stratifils (woven roving).
- une couche de résine à l'extérieur de la bride pour la protéger des agents agressifs de l'environnement.

Il existe deux manières de fabriquer les brides boulonnées par le moulage à la main: les brides en deux pièces et les brides en une seule pièce.

#### **1.2.5.1 Brides fabriquées en deux pièces**

Les brides en deux pièces sont fabriquées en moulant la bride sur un tuyau ou l'enveloppe cylindrique d'un réservoir sous pression. Il y a deux types de fabrication de brides en deux pièces. Le premier est celui moulé sur un tuyau de section droite (figure 1.10) et le deuxième est celui moulé sur un tuyau de section trapézoïdale (figure 1.11). Dans les deux cas, il y a risque de délaminage au niveau de la jonction de la bride et de l'enveloppe cylindrique causant ainsi une fuite du fluide pressurisé. Cette fuite est

beaucoup plus présente pour le deuxième type de brides en deux pièces. Pour la bride de type droit, on effectue un évasement afin de loger la tête du boulon contrairement aux brides de type trapèze. On trouve également des brides en deux pièces dont le plateau et l'enveloppe cylindrique sont fabriqués séparément et joints ensuite à l'aide d'une résine forte. Des renforts sont ajoutés à la jonction (figure 1.12). Toutefois, étant donnée la faible pression d'opération (inférieure à 1.035 MPa - 150 psi) pour ces brides boulonnées en composite, elles ont très souvent une bonne tenue lors de leur durée de vie.

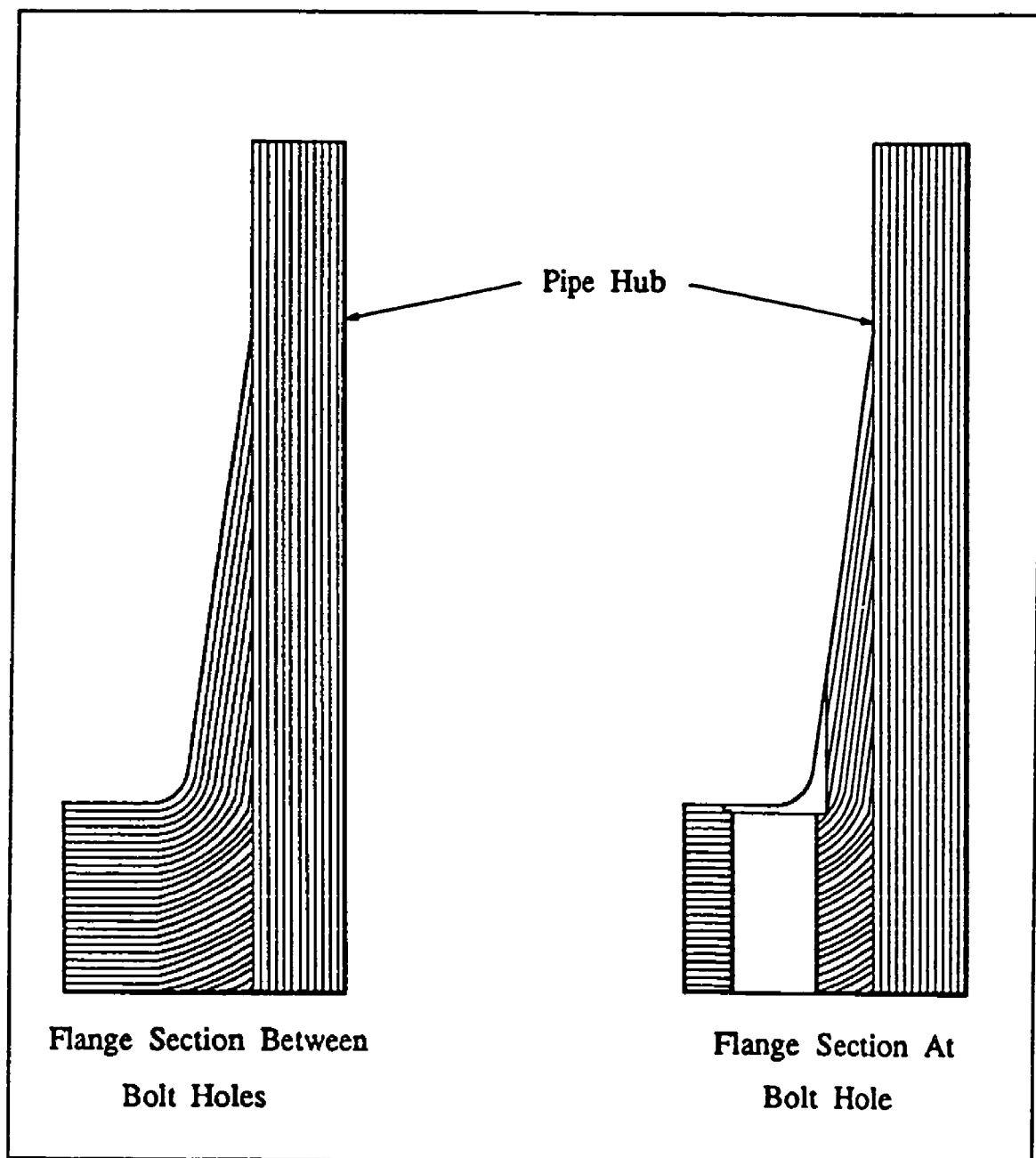


Figure 1.10 Bride en deux pièces moulée sur un tuyau de section droite (Sun 1995)



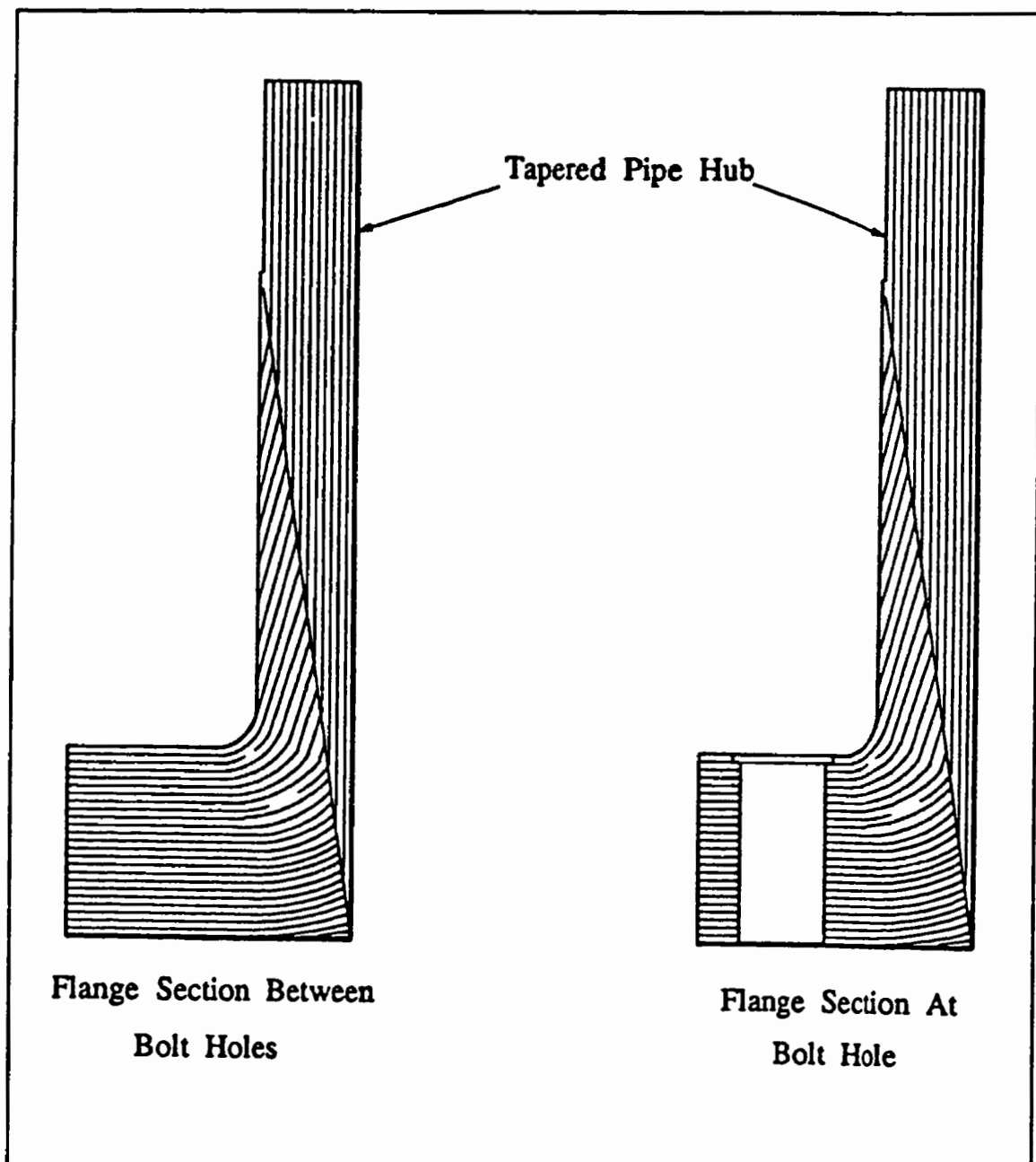


Figure 1.11 Bride en deux pièces moulée sur un tuyau de section trapézoïdale (Sun 1995)

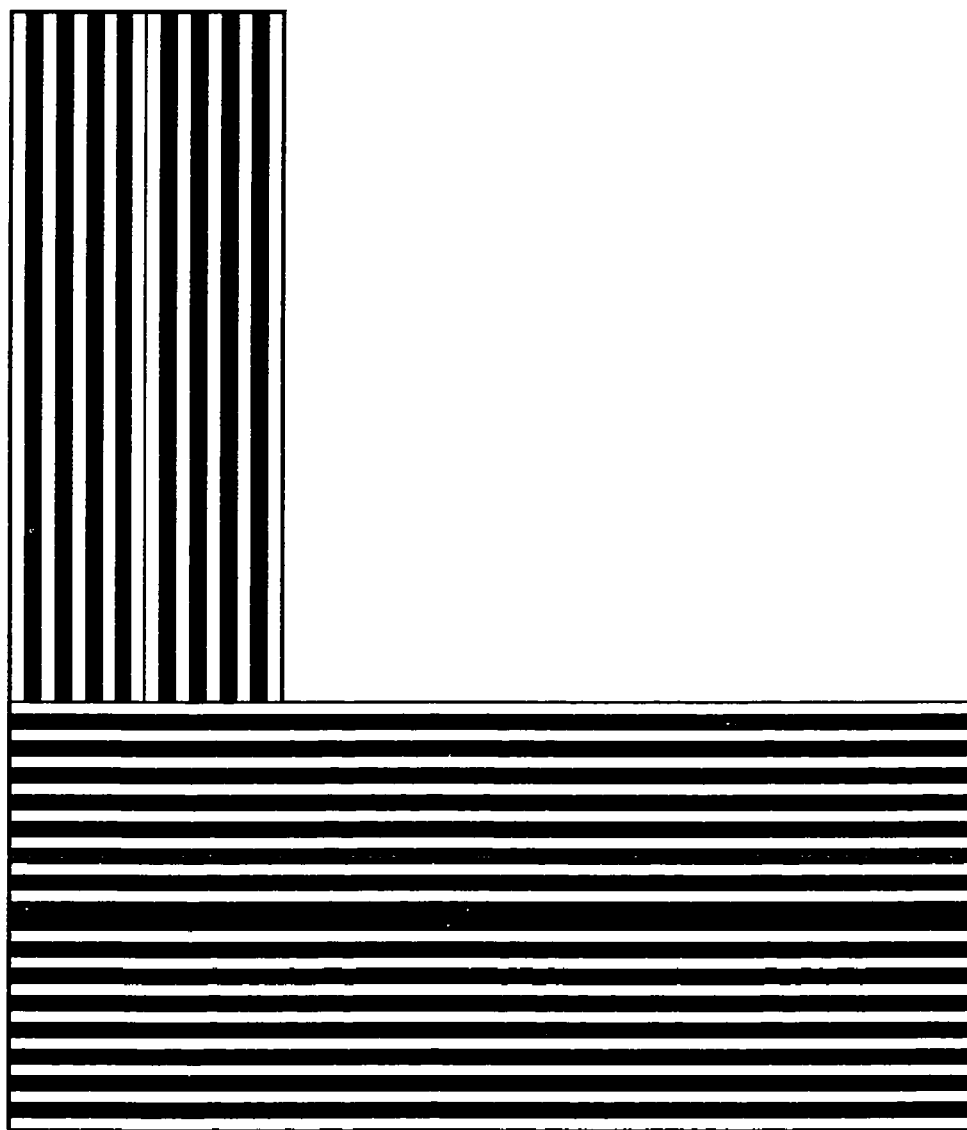


Figure 1.12 Bride en deux pièces: enveloppe cylindrique et plateau joints à l'aide de résine.

#### 1.2.4.2 Brides fabriquées en une seule pièce

Les brides en une seule pièce, les plus utilisées, sont fabriquées directement avec l'enveloppe cylindrique et la collerette du réservoir. Les mats à fils coupés et les tissus stratifiés de l'enveloppe cylindrique et la collerette sont prolongés directement pour construire les couches de la bride. Des couches de mats et de tissus supplémentaires sont introduites au niveau de la bride entre celles arrivées de l'enveloppe cylindrique et la collerette pour obtenir l'épaisseur requise pour la bride (figure 1.13). On trouve également d'autres sortes de fabrication des brides en une seule pièce. C'est le cas de la figure 1.14 où les tissus stratifiés sont utilisés seulement dans l'enveloppe cylindrique alors qu'une couche importante de mats à fils coupés moulés est utilisée comme coeur de la bride. Ce dernier type de bride est généralement utilisé avec un collier métallique contenant les trous de boulons à cause de l'absence des tissus stratifiés dans la bride. La couche intérieure servant de barrière anti-corrosion est plus importante que dans le premier cas.

Même si ces deux types de bride en une seule pièce sont construites dans le but d'éliminer les problèmes de fuite du fluide pressurisé dus au délaminage de jonction observé au niveau des brides en deux pièces, il n'en demeure pas moins qu'il existe quelques problèmes liés aux brides fabriquées en une pièce. C'est le cas de la bride de la figure 1.13 où des problèmes de délaminage peuvent se manifester au cours des conditions d'opération au bout des fibres utilisées dans les mats et tissus des couches intermédiaires introduites dans la bride.

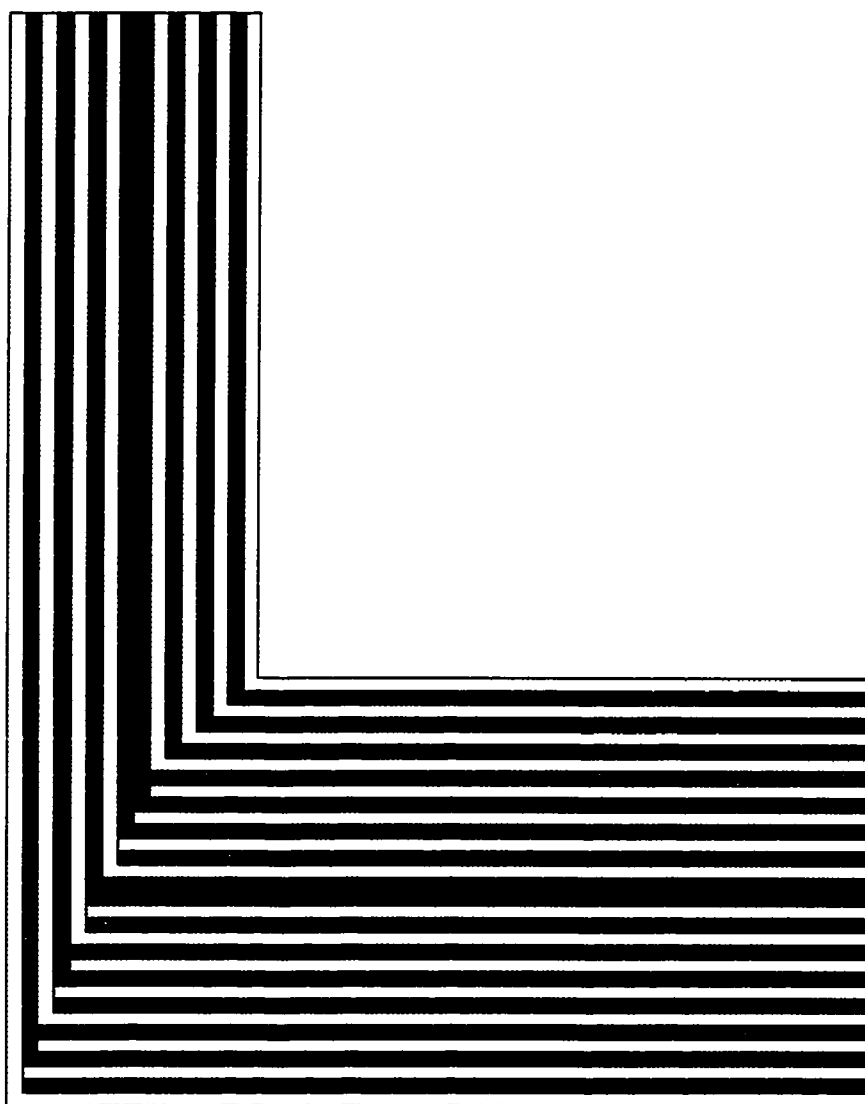


Figure 1.13 Bride en une seule pièce composée de couches de mats et de tissus.

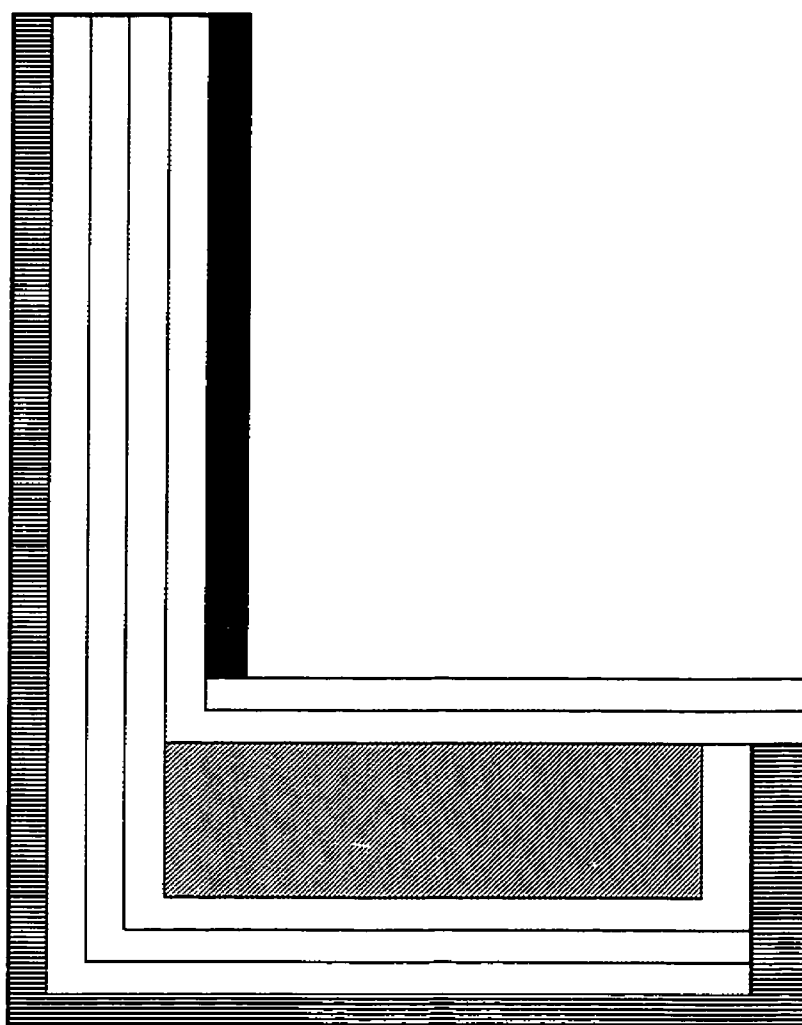






Figure 1.14 Bride en une seule pièce composée de couches de mats et de tissus de PVC  
et de mats moulés.

Les différentes couches sont identifiées par:

-  couche de mats à fils coupés
-  couche de tissus stratifiés
-  couche de PVC
-  mats à fils coupés moulés

### 1.2.6 Les brides boulonnées en composite selon le code de l'ASME section X

Le code de l'ASME a élaboré dans sa Section X des règles de conception, de fabrication et de tests de qualification pour les réservoirs sous pression en plastique renforcé de fibres "Fiber-Reinforced Plastic Pressure Vessels". On peut se référer à ce code pour avoir plus de détails sur ces règles, toutefois dans ce paragraphe, il est question d'une description sommaire des brides en composite selon l'article RD-620 du dit code. Le code recommande que la bride soit une bride à face plate "flat face flange" utilisant un joint d'étanchéité pleine largeur "full-faced gasket". La bride doit être fabriquée par le moulage de contact ou moulage à main. L'enveloppe cylindrique et le plateau de la bride doivent être fabriqués en une seule opération lors du moulage de contact. Les dimensions de la bride, à part son épaisseur, doivent être choisies conformément aux standards ASME/ANSI B16.5 Classe 150 pour le diamètre nominal allant de 50.8 mm (2 ") à 609.8 mm (24 ") et ASME/ANSI B16.1 Classe 125 pour le diamètre nominal supérieur à 609.8 mm (24 "); la pression d'opération ne devant pas dépasser 1.034 Mpa (150 psi). Le tableau DR-620-1 du code de la Section X donne les dimensions à respecter concernant le diamètre intérieur de la bride, le diamètre extérieur de la bride, le diamètre du cercle des boulons, le nombre de boulons conformément à l'ASME/ANSI B16.5 Classe 150 ainsi que l'épaisseur de la bride en fonction des pressions d'opération. Pour les pressions supérieures à 1.034 MPa (150 psi), le code recommande l'utilisation de l'article RD-1176 pour calculer les contraintes dans la bride; l'épaisseur de la bride, l'épaisseur de la collerette de même que la longueur de la

collerette étant choisies par le concepteur. Les règles utilisées dans ce dernier article sont basées sur la méthode de Taylor Forge (1951) pour les brides métalliques à face plate utilisant les garnitures pleine largeur.

### **1.2.7 Analyse analytique des brides en composite**

À cause du caractère anisotropique des brides boulonnées en composite, l'analyse de ces brides est très complexe analytiquement et la solution générale passe toujours par un long programme informatique. Cette analyse est parfois très lourde à exploiter par ordinateur et on a généralement recours à des hypothèses simplificatrices qui peuvent parfois nuire à la précision des résultats. La théorie des stratifiés est l'une des méthodes simples la plus utilisée pour résoudre le problème des brides boulonnées en composite. Cette théorie permet d'obtenir une idée globale sur le comportement de la bride. Récemment, Sun (1995) a élaboré une analyse de brides en composite basée sur la théorie de déformation en cisaillement des plaques anisotropes. Les expressions analytiques de cette théorie demeurent encore très lourdes à implanter par ordinateur. À cause donc de la complexité des équations des brides en composite, nous présentons dans ce paragraphe certains éléments qui ont servi de base pour la théorie des stratifiés appliquée aux brides en composite.

L'analyse des discontinuité (voir figure 1.5) est également adoptée pour les brides en composite. Le plateau considéré comme une plaque circulaire trouée (figure 1.6) possède une anisotropie cylindrique. Pour une telle plaque, la loi de Hooke se traduit par (figure 1.15):

$$\begin{aligned}
 \sigma_r &= Q_{rr}\varepsilon_r + Q_{r\theta}\varepsilon_\theta \\
 \sigma_\theta &= Q_{\theta r}\varepsilon_r + Q_{\theta\theta}\varepsilon_\theta \\
 \sigma_{rz} &= Q_{rz}\varepsilon_{rz}
 \end{aligned}
 \tag{1.20}$$

Les constantes élastiques  $Q_{ij}$  sont données par:

$$\begin{aligned}
 Q_{rr} &= \frac{E_r}{1 - \nu_\theta \nu_r} \\
 Q_{r\theta} &= \frac{E_r \nu_\theta}{1 - \nu_\theta \nu_r} \\
 Q_{\theta\theta} &= \frac{E_\theta}{1 - \nu_\theta \nu_r} \\
 Q_{rz} &= 2G_{rz}
 \end{aligned}
 \tag{1.21}$$

D'une façon similaire, l'enveloppe cylindrique étant traitée comme une coque cylindrique, la loi de Hooke se traduit par (figure 1.16):

$$\begin{aligned}
 \sigma_x &= Q_{xx}\varepsilon_x + Q_{x\theta}\varepsilon_\theta \\
 \sigma_\theta &= Q_{\theta x}\varepsilon_x + Q_{\theta\theta}\varepsilon_\theta \\
 \sigma_{xz} &= Q_{xz}\varepsilon_{xz}
 \end{aligned}
 \tag{1.22}$$

Les constantes élastiques  $Q_{ij}$  sont données par:



$$\begin{aligned}
 Q_{xx} &= \frac{E_x}{1 - \nu_{\theta x} \nu_{x\theta}} \\
 Q_{x\theta} &= \frac{E_x \nu_{x\theta}}{1 - \nu_{\theta x} \nu_{x\theta}} \\
 Q_{\theta\theta} &= \frac{E_\theta}{1 - \nu_{x\theta} \nu_{\theta x}} \\
 Q_{xz} &= 2G_{xz}
 \end{aligned} \tag{1.23}$$

Les  $E_i$  sont les modules d'élasticité dans la direction  $i$ , les  $G_{ij}$  sont les modules de cisaillement dans le plan de la couche et les  $\nu_{ij}$  sont les coefficients de Poisson.

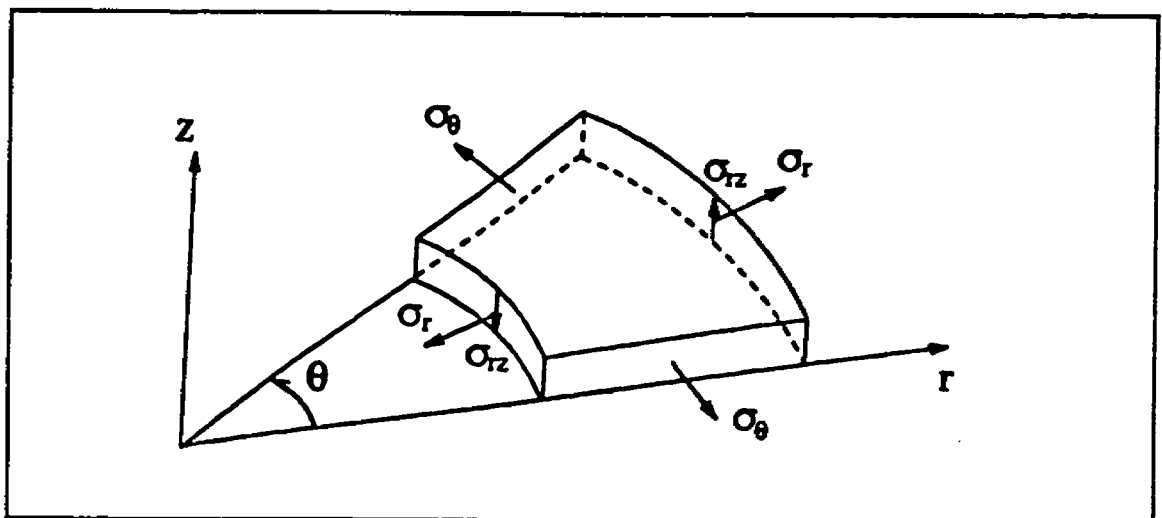


Figure 1.15 Plaque circulaire axisymétrique (Sun 1995)

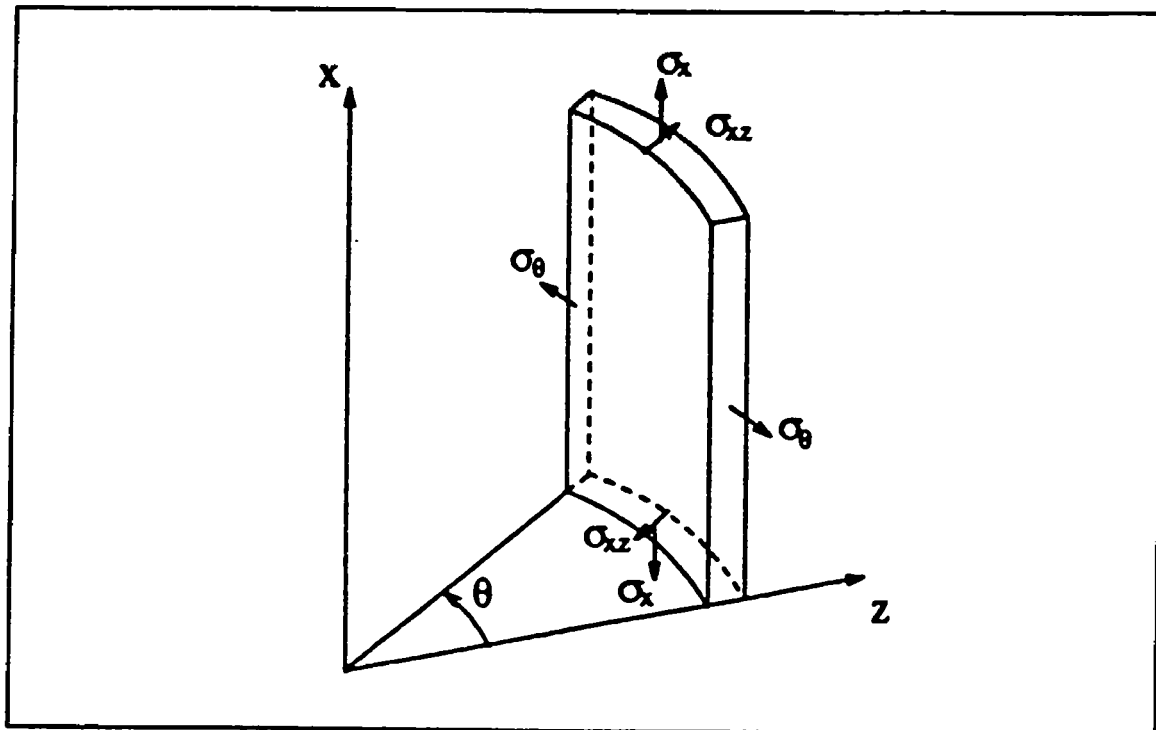


Figure 1.16 Coque cylindrique axisymétrique (Sun 1995)

Les relations précédentes doivent être écrites pour chaque couche constituant la structure de la bride. Elles seront utilisées ensuite pour la détermination des matrices de rigidité de chaque élément de la bride lors de l'application de la théorie des stratifiés aux brides composites. Cette théorie est utilisée pour les brides étudiées dans ce document et les résultats obtenus sont comparés à ceux de l'analyse par éléments finis.

### 1.2.8 Conclusion

Même si l'analyse des brides métalliques a connu d'énormes progrès, l'analyse des brides boulonnées en composite demeure un domaine dont les progrès ont été faibles surtout de façon analytique. Il se pose dans ce dernier cas un problème de standardisation dans la fabrication même de la bride pour qu'une étude analytique puisse être appliquée à différents cas. De plus le comportement complexe des composites n'est pas à améliorer les efforts entamés par certains auteurs sur l'analyse des brides en composite. L'application de certaines règles des brides métalliques directement aux brides composites a des conséquences sur les résultats réels obtenus comparés à d'autres méthodes. L'étude par éléments finis couplée avec la méthode expérimentale sont les seuls moyens devant conduire à des résultats identiques au comportement réel comme l'a spécifié Blach (1996) tout dernièrement.

En se basant sur toutes ces constatations, nous allons donc étudié la bride boulonnée en composite par la méthode des éléments finis pour pouvoir comparer directement son comportement et performance vis-à-vis d'une bride métallique surtout à face surélevée.

## **CHAPITRE II**

### **ÉTUDE PAR ÉLÉMENTS FINIS**

L'analyse des contraintes par éléments finis étant devenue un puissant outil pour les structures plus ou moins complexes qui sont très difficiles à être évaluées analytiquement, il nous paraît opportun d'utiliser ce puissant moyen pour déterminer les contraintes dans les brides en matériaux composites. En effet, la complexité, d'une part des matériaux composites et d'autre part des brides boulonnées, ne permet pas à l'heure actuelle d'en élaborer une méthode analytique complète. Comme il a été mentionné au chapitre précédent, les modèles analytiques qui ont été proposés jusqu'à présent et qui sont basés soit sur la théorie des stratifiés ou la théorie anisotropique des plaques et coques laminées sont avérés très complexes à manipuler et les résultats ne concordent pas toujours avec ceux obtenus expérimentalement. Ainsi, nous trouverons dans ce chapitre l'analyse entière faite par éléments finis sur des brides en composite. Nous admettons que tous les éléments constituant la bride ont un comportement linéaire élastique.

#### **2.1 GÉOMÉTRIE ET CONSTRUCTION DES BRIDES**

Quatres modèles de brides composites de différents modes de fabrication et deux modèles de brides métalliques sont considérés pour cette analyse. Pour tous les modèles de brides en composite considérés, la bride est composée principalement du verre E pour

les fibres et du vinyl ester pour la résine. De plus toutes les brides en composite sont fabriquées lors de moulage de contact (moulage à la main).

Pour les trois premiers modèles, la partie structurale est constituée de mats à fils coupés (Chopped Strand Mat CSM) alternés de tissus stratifils (woven roving) comme l'indiquent les figures 2.1, 2.2 et 2.3. La couche intérieure, installée contre la corrosion, est négligée dans cette analyse à cause de sa très faible épaisseur. Le plateau de la bride comporte 32 couches de mats à fils coupés alternés de tissus stratifils alors que l'enveloppe cylindrique contient 18 couches de mats à fils coupés alternés de tissus stratifils. La bride et l'enveloppe cylindrique présentent une configuration symétrique dans l'empilement des couches. Pour fin de comparaison, la bride considérée est identique à celle utilisée par Sun (1995) dans ses travaux. Le modèle 3 est une bride fabriquée en une pièce alors que les modèles 1 et 2 sont des brides fabriquées en deux pièces.

Le quatrième modèle de bride en composite (figure 2.4) est une bride fabriquée en une pièce et est composé d'une couche intérieure en PVC servant en même temps de barrière anti-corrosion. Son épaisseur est assez importante et n'a pas été négligée comme précédemment. Ensuite une séquence de couches de mats à fils coupés de même qu'une importante couche de mats moulée sont utilisées pour constituer le coeur de la bride. Enfin une dernière couche de tissus stratifils recouvre l'enveloppe cylindrique pour la rendre rigide.

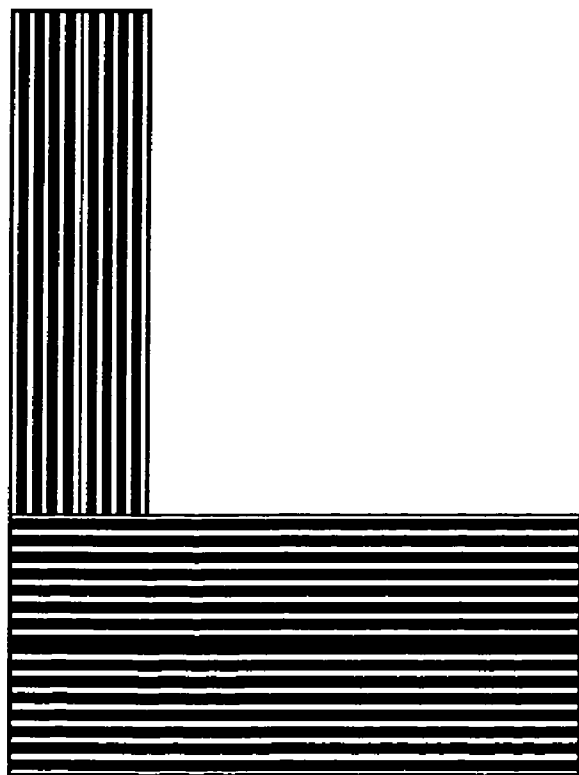


Figure 2.1 **Modèle 1**: bride en deux pièces composée de mats et de tissus

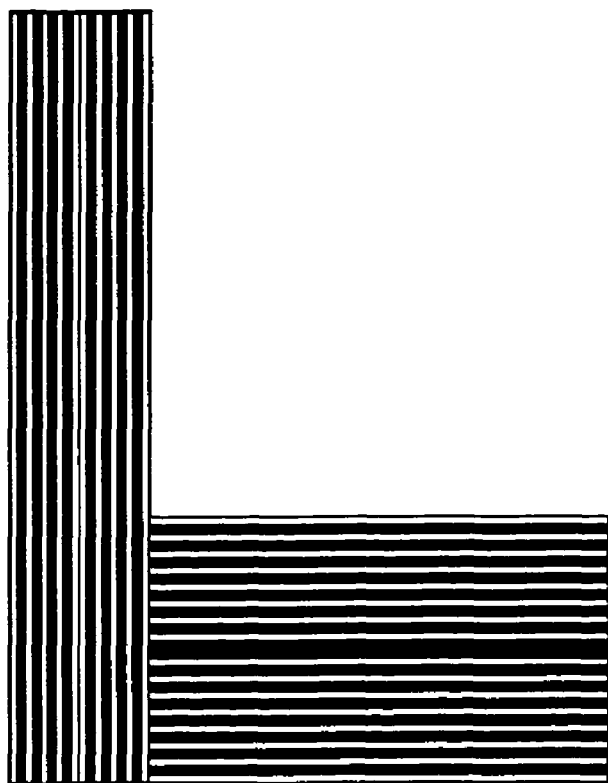
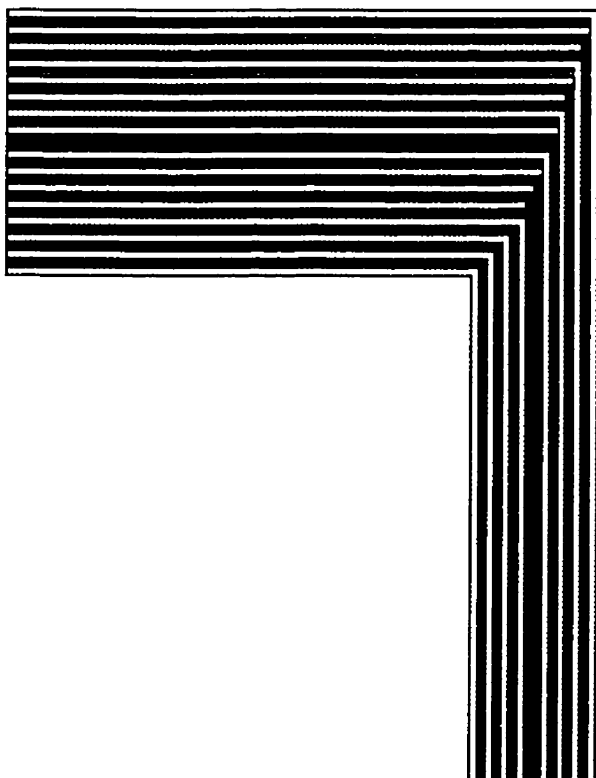


Figure 2.2 **Modèle 2:** bride en deux pièces composée de mats et de tissus

Figure 2.3 **Modèle 3**: bride en une seule pièce composée de mats et de tissus





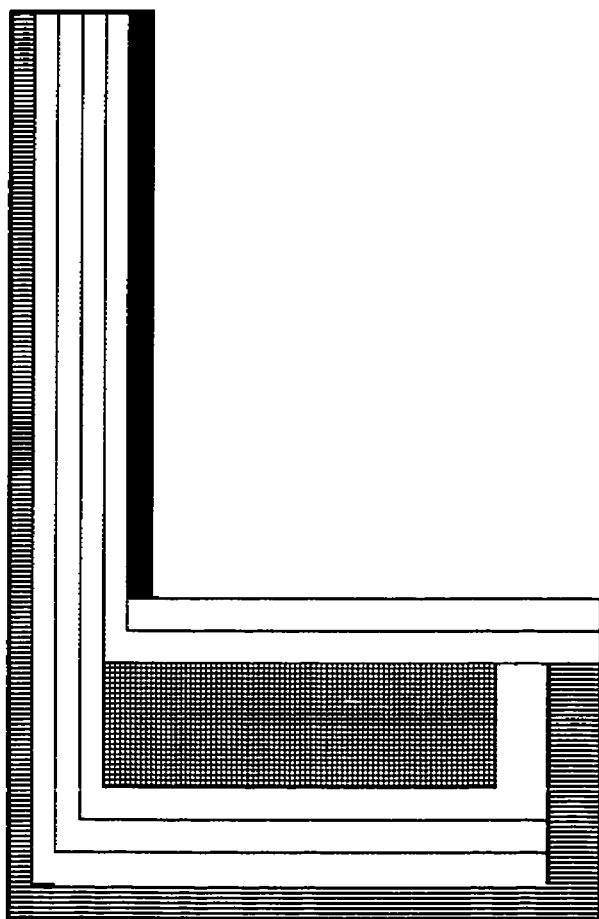


Figure 2.4 **Modèle 4**: bride en une pièce composée de mats et de tissus et de PVC

Les dimensions de la bride sont choisies conformément au standard ASME/ANSI B16.5 et reporté dans le code de l'ASME Section X. La figure 2.5 donne les dimensions réelles utilisées dans cette étude. Selon le code de la Section X, la longueur de la corellette (hub) doit être égale à trois fois l'épaisseur de la bride (figure 2.6). La corellette obtenue en respectant cette règle pour les cas de brides étudiées est suffisamment longue pour éliminer l'influence de la discontinuité à l'intersection bride/enveloppe cylindrique. En effet, pour éviter cette influence dans de telle analyse, la longueur minimale à partir de la jonction plateau et enveloppe cylindrique et obtenue à partir de la théorie de poutre sous fondation élastique doit être égale à  $1.5\sqrt{rt}$  où  $r$  est le rayon intérieur du réservoir et  $t$  l'épaisseur du cylindre, soit dans les cas étudiés une longueur minimale de 76.19 mm. L'épaisseur de la bride étant de 30 mm, la longueur de la corellette selon la Section X est de 90 mm, largement supérieur à la longueur minimale requise. De plus le reservoir est supposé suffisamment long pour éviter l'influence de bout sur le comportement de la bride.

Les hypothèses suivantes sont prises en considération pour le comportement des brides en matériaux composites:

- les couches de mats à fils coupés et des tissus stratifils sont considérées macroscopiquement homogènes, élastiquement linéaires et orthotropiques
- les fibres sont supposées uniformément réparties et parfaitement alignées pour le cas des tissus stratifils et ayant une bonne adhésion à l'interface fibre-matrice

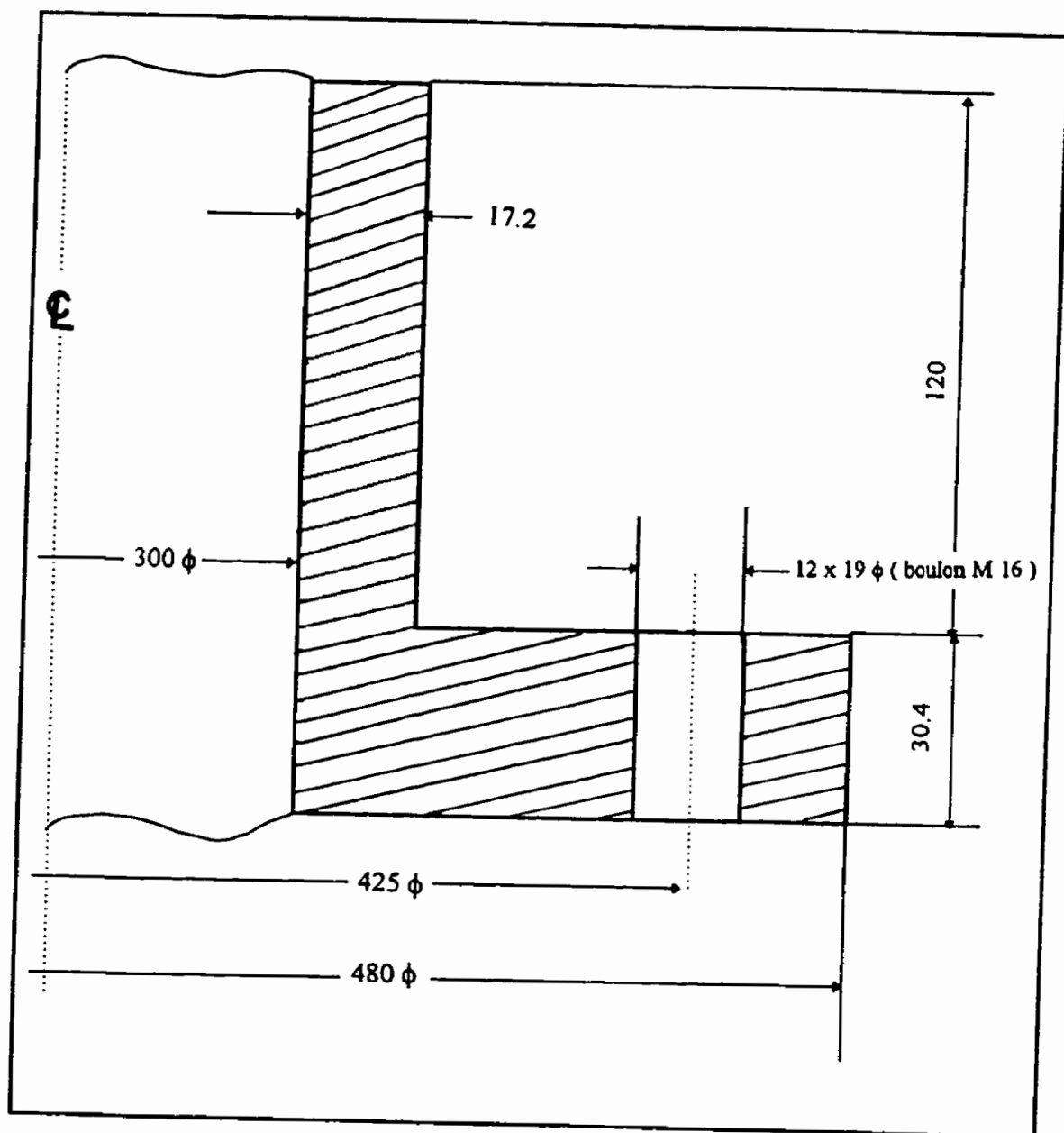


Figure 2.5 Dimensions (en millimètre) des brides étudiées



▶▶

- les mats à fils coupés moulés sont considérés isotropes
- il existe une parfaite adhésion à l'interface des couches de même qu'à toutes les jonctions

Pour un matériau homogène et isotrope, la matrice d'élasticité  $[D]$  est constante à travers tous les éléments du volume. Ainsi la détermination de cette matrice est effectuée seulement une fois. Par contre, dans l'analyse des structures en matériaux composites de plusieurs couches, la variation dans les propriétés du matériau à travers chaque couche est prise en compte en assignant différentes matrices d'élasticité  $[D_i]$  pour chaque couche  $i$  prise individuellement.

Ainsi, les propriétés des différents matériaux sont données dans le tableau 2.1. Ces propriétés sont obtenus selon les axes principaux de chaque composite. Les éléments contenus dans ce tableau sont identifiés par:

$E_L$ ,  $E_T$  sont respectivement les modules de Young dans les directions longitudinale et transversale aux fibres alors que  $\nu_{LT}$  et  $G_{LT}$  sont le coefficient de Poisson majeur et le module de cisaillement dans le plan de la couche;  $E_z$  est le module de Young dans la direction perpendiculaire au plan de la couche;

$X_T$ ,  $X_C$  sont les contraintes à la rupture suivant l'axe longitudinale  $L$  en traction et en compression respectivement;  $Y_T$ ,  $Y_C$  sont les contraintes à la rupture suivant l'axe transversale  $T$  en traction et en compression respectivement;  $S$  est la contrainte à la rupture en cisaillement dans le plan de la couche. Certaines données n'étant pas disponibles, on considèrera les autres coefficients de Poisson,  $\nu_{LT}$  et  $\nu_{LT}$ , identiques à  $\nu_{LT}$ .

Tableau 2.1: Propriétés des matériaux selon les axes principaux

Propriétés	PVC	Mat à fils coupés (couche)	Mats à fils coupés (moulés)	Tissus stratifiés
$E_L$ GPa ( $\times 10^6$ psi)	2,8 (0,41)	8,0 (1,17)	8,0 (1,17)	18,0 (2,63)
$E_T$ GPa ( $\times 10^6$ psi)	2,8 (0,41)	8,0 (1,17)	8,0 (1,17)	18,0 (2,63)
$E_Z$ GPa ( $\times 10^6$ psi)	2,8 (0,41)	3,0 (0,44)	8,0 (1,17)	3,0 (0,44)
$G_{LT}$ GPa ( $\times 10^6$ psi)	1,0 (0,15)	3,33 (0,49)	3,33 (0,49)	3,6 (0,53)
$\nu_{LT}$	0,4	0,2	0,2	0,13
$X_T$ MPa ( $\times 10^3$ psi)	20 (2,9)	133 (19,3)	133 (19,3)	245 (35,53)
$X_C$ MPa ( $\times 10^3$ psi)	-20 (-2,9)	- 133 (-19,3)	- 133 (-19,3)	- 160 (-23,2)
$Y_T$ MPa ( $\times 10^3$ psi)	20 (2,9)	133 (19,3)	133 (19,3)	245 (35,53)
$Y_C$ MPa ( $\times 10^3$ psi)	-20 (-2,9)	- 133 (-19,3)	- 133 (-19,3)	- 160 (-23,2)
$S$ MPa ( $\times 10^3$ psi)	10 (1,45)	66.5 (9,65)	66.5 (9,65)	80 (11,6)

Les cinquième et sixième modèles de brides sont des brides métalliques de même dimensions que les précédentes. Ces brides sont étudiées pour comparer le comportement bride composite versus bride métallique.

L'assemblage boulonné comporte douze (12) boulons M16 en acier de module d'élasticité  $E_b = 206 \text{ GPa}$  (29,9 E6 psi) espacés uniformément sur le cercle de perçage des trous d'un diamètre de 425 mm. Dans l'analyse, le diamètre des boulons est pris identique au diamètre des trous de boulons à 19 mm. Les deux types de joint utilisés sont le caoutchou synthétique de module d'élasticité  $E_g = 55 \text{ MPa}$  (8 ksi) et de coefficient de Poisson  $\nu = 0,3$  et le polytétra-fluoro éthylène expansé (PTFE) de module  $E_g = 344,7 \text{ MPa}$  (50 ksi) et de coefficient de Poisson  $\nu = 0,3$ . La pression d'opération est de 345 KPa (50 psi).

Pour finir nous résumons la description de tous les modèles et de leur spécificité.

- Modèle 1:     bride composite en deux pièces constituée de couche de mats et de tissus:  
plateau et enveloppe fabriqués séparément et joints ensuite
- Modèle 2:     bride composite en deux pièces constituée de couche de mats et de tissus:  
plateau moulé sur l'enveloppe cylindrique
- Modèle 3FF:   bride composite en une pièce constituée de couche de mats et de tissus,  
utilisant un joint d'étanchéité pleine largeur (full face FF)

**Modèle 3RF:** bride composite en une pièce constituée de couche de mats et de tissus, utilisant un joint d'étanchéité à face surélevée (raised face RF)

**Modèle 4:** bride composite en une pièce constituée de couche de mats, de tissus et de mats moulés, utilisant un joint d'étanchéité pleine largeur (full face FF)

**Modèle 5:** bride métallique utilisant le joint en caoutchou synthétique (mou)

**Modèle 6:** bride métallique utilisant le joint en PTFE (plus rigide que le premier)

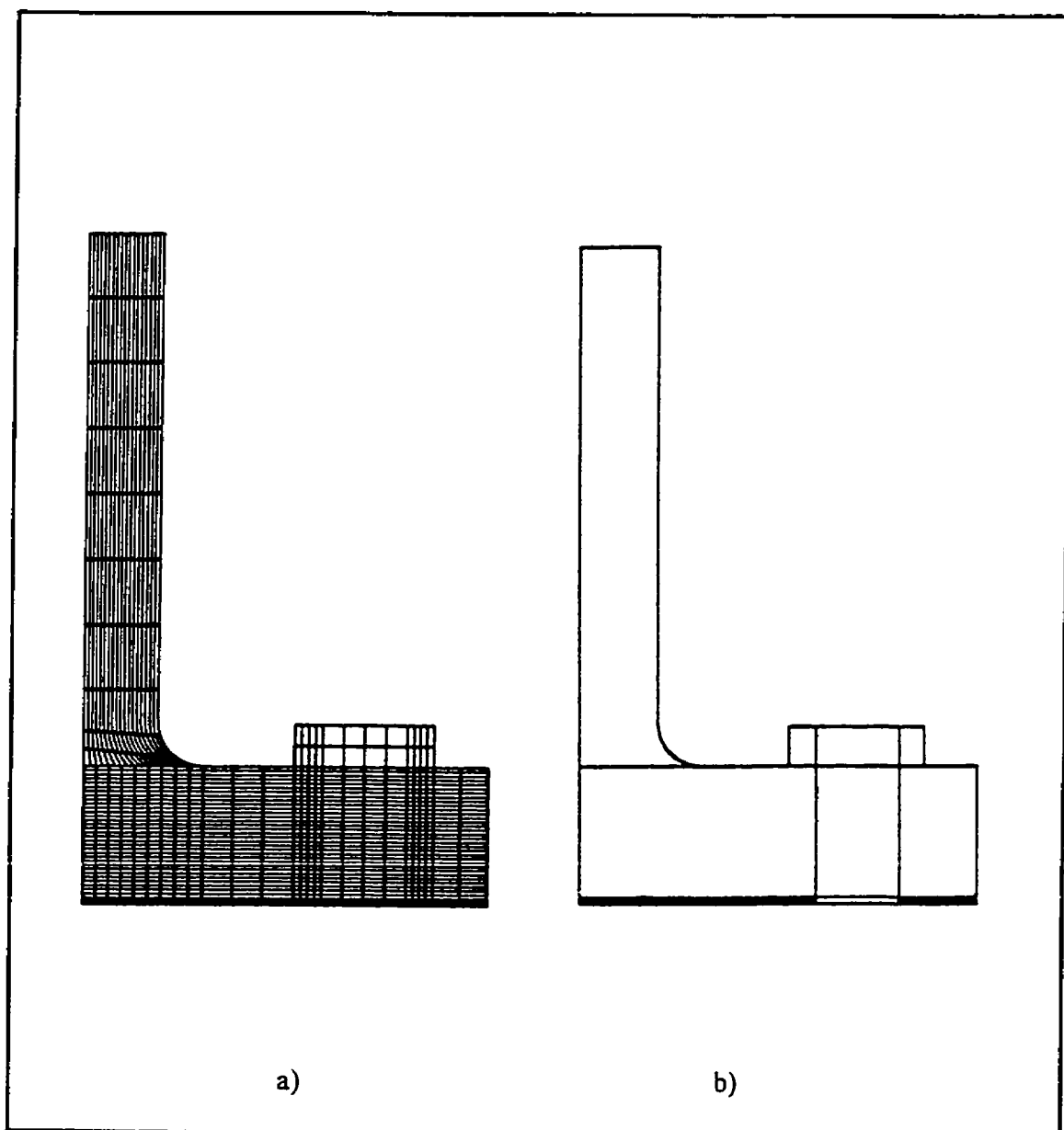
## **2.2 DESCRIPTION DES MODÈLES D'ÉLÉMENTS FINIS**

L'analyse par éléments finis est réalisée à l'aide du logiciel ABAQUS (Version 5.5). La bride de type 2 (figure 1.1) est considéré dans toutes les analyses présentées ici. À cause de sa symétrie par rapport à l'axe médian du joint d'étanchéité, une partie seulement de la structure a été modélisée. Le modèle 2-D axisymétrique est adopté pour les modèles de brides étudiés car la structure et le chargement sont axisymétriques et donc le temps de calcul est réduit lors des analyses. Le maillage globale de la structure consiste en des maillages séparés pour la bride, le joint et les boulons. Le logiciel ABAQUS ne permet pas un regroupement de plusieurs couches dans un seul élément lorsqu'on utilise des éléments solides axisymétriques CAX8R. Ainsi toutes les couches ont été considérées une à une et subdivisées en plusieurs éléments dans les modèles. Cette

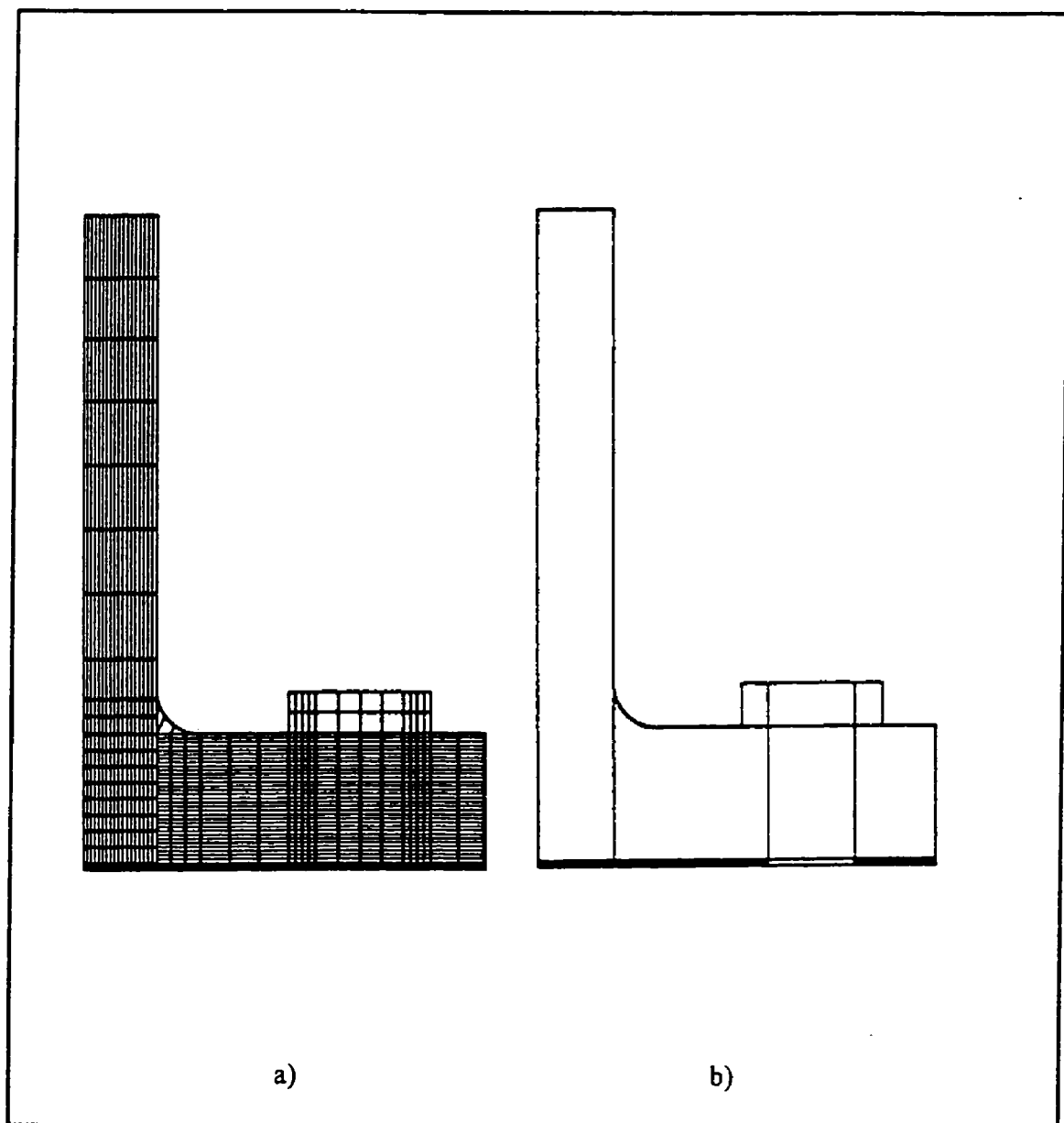


lacune est réglée dans ABAQUS en utilisant des éléments 3-D avec lesquels il est possible de regrouper plusieurs couches dans un seul élément et spécifier tout simplement la direction d'empilement des couches.

La bride, l'enveloppe cylindrique et le joint d'étanchéité sont donc modélisés en utilisant des éléments solides axisymétriques CAX8R (élément biquadratique 8-noeuds avec points d'intégration réduits), le but de l'analyse étant d'obtenir le comportement global de ces brides sans toutefois négliger la précision. Tous les modèles d'éléments finis pour les brides en composite sont présentés aux figures 2.7 à 2.11. Le modèle de bride métallique est présenté à la figure 2.12. Ce dernier modèle est considéré dans les deux cas où le joint utilisé était une fois mou (modèle 5) et une fois plus rigide (modèle 6).



**Figure 2.7 Modèle 1 de bride en composite:** a) maillage en éléments finis; b) contour de la bride



**Figure 2.8 Modèle 2 de bride en composite:** a) maillage en éléments finis; b) contour de la bride

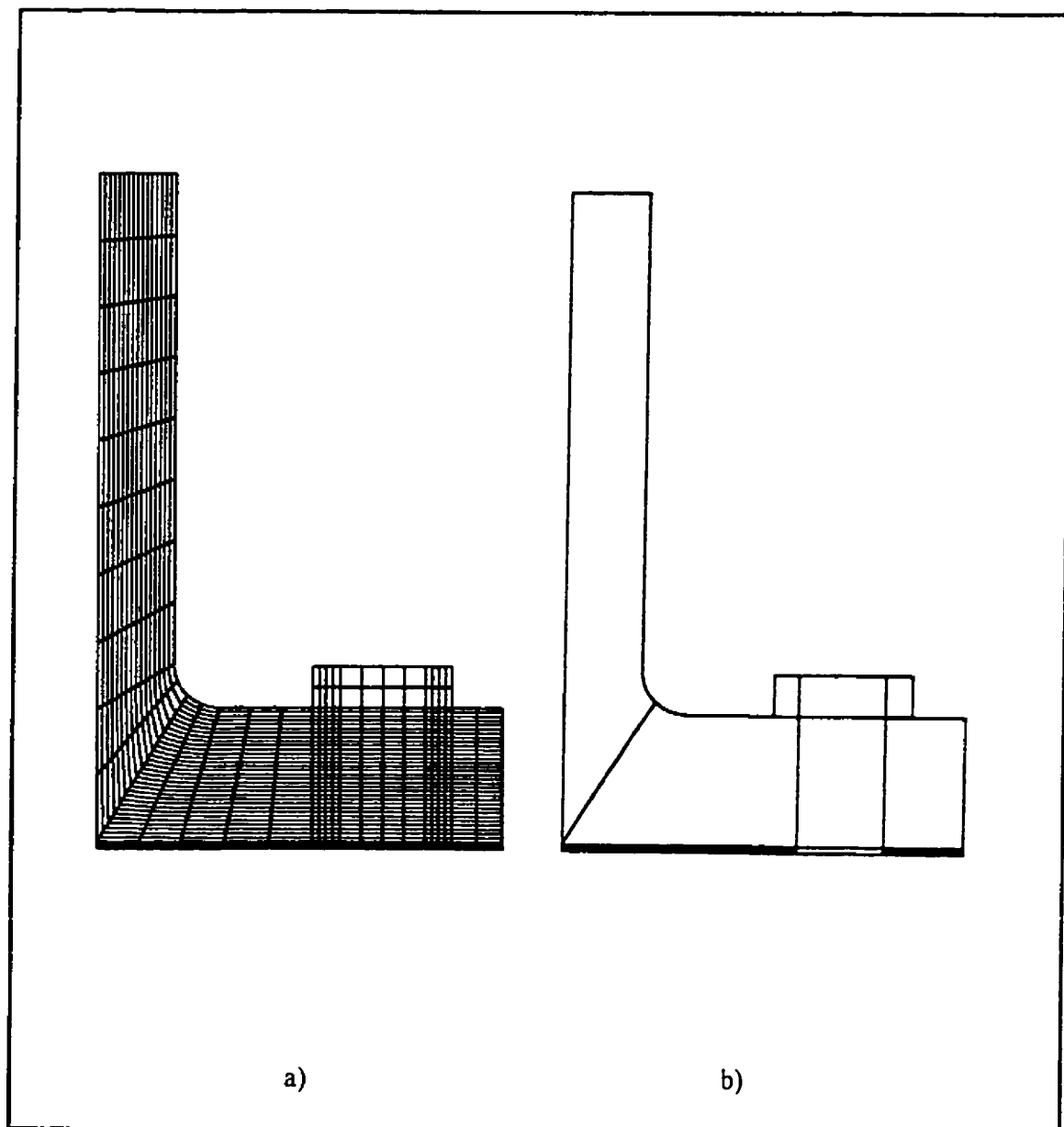


Figure 2.9 **Modèle 3FF de bride en composite** (FF pour full face): a) maillage en éléments finis; b) contour de la bride

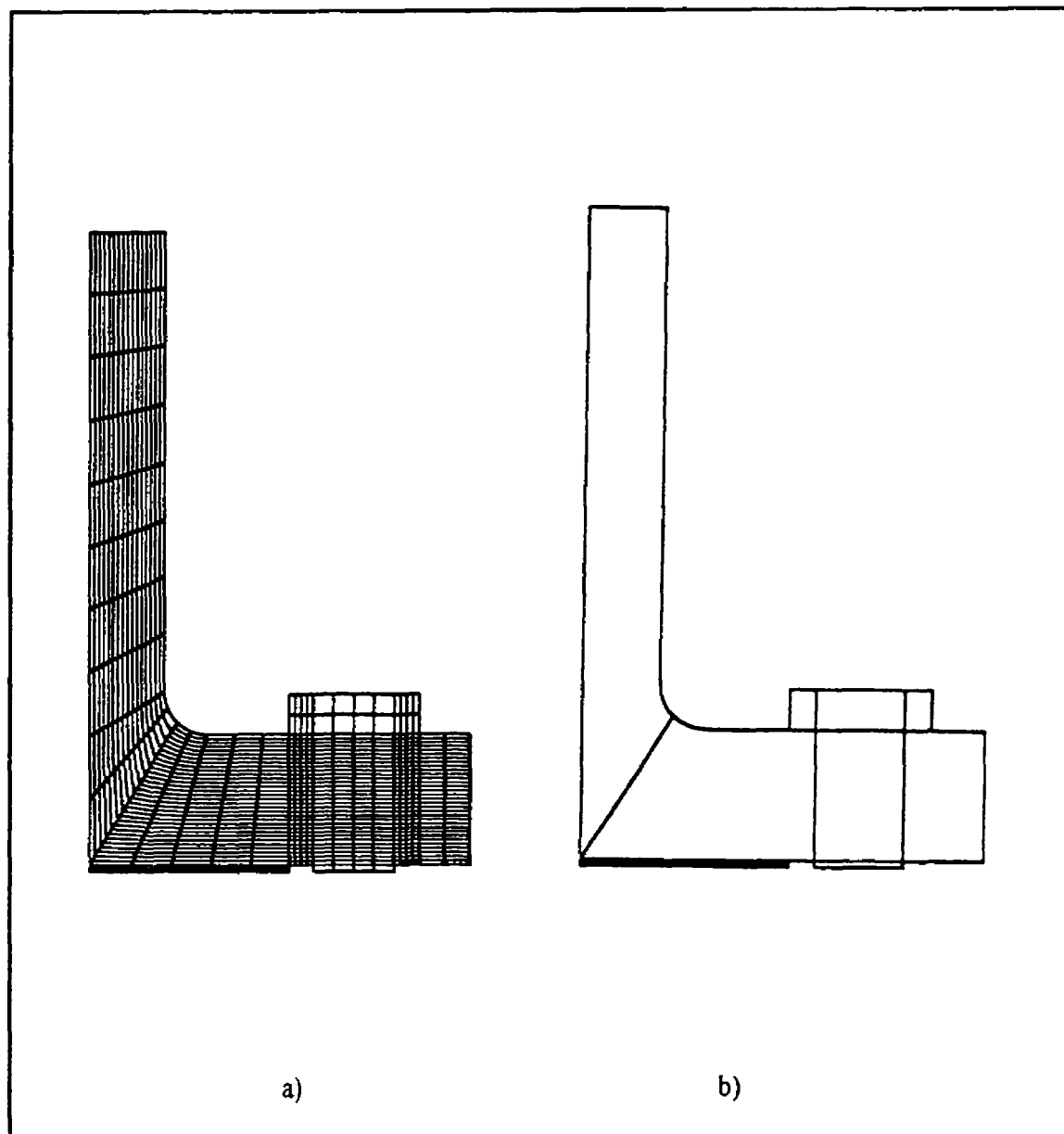


Figure 2.10 **Modèle 3RF de bride en composite** (RF pour raised face): a) maillage en éléments finis; b) contour de la bride

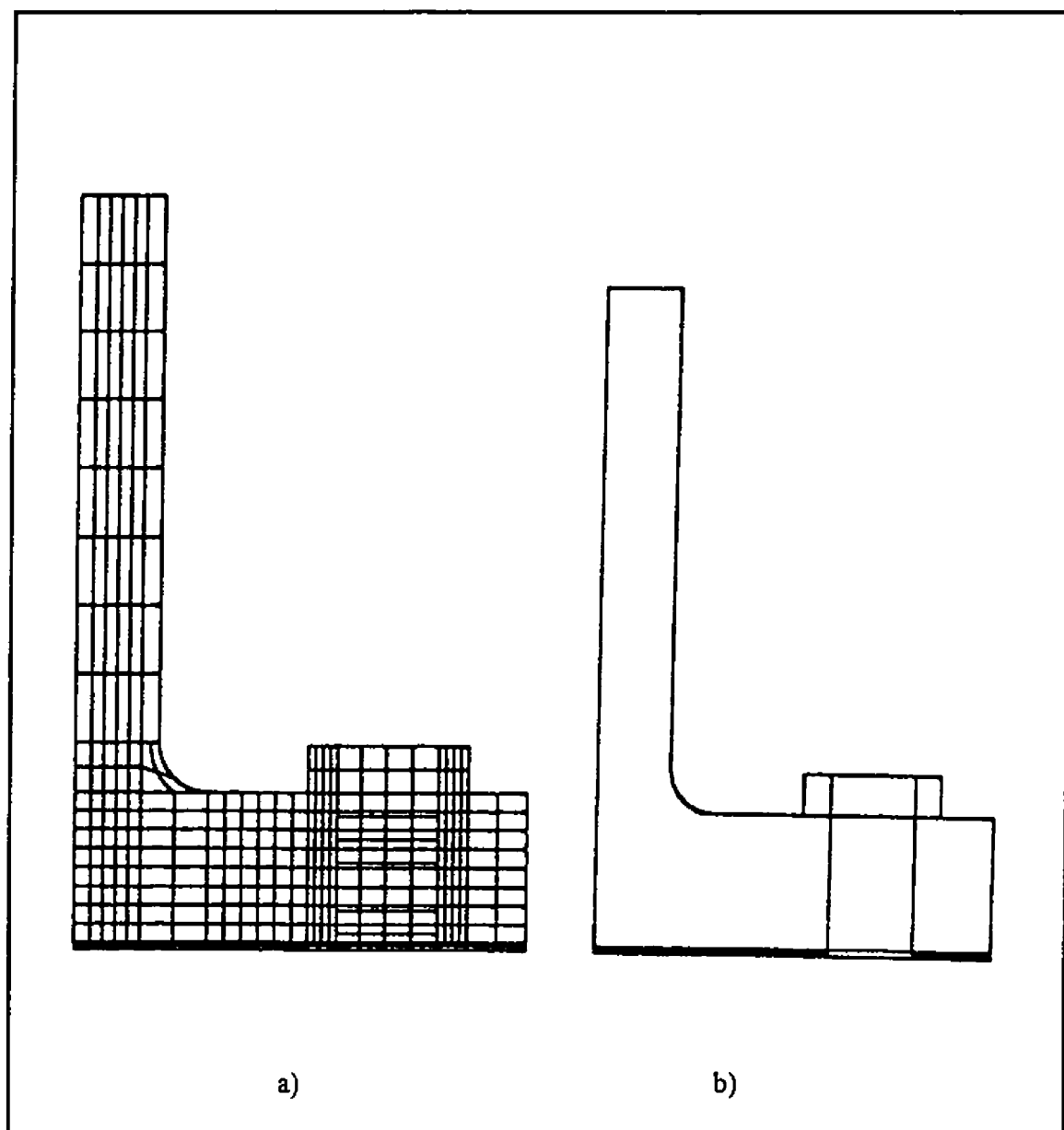


Figure 2.11 **Modèle FF4 de bride en composite:** a) maillage en éléments finis; b) contour de la bride

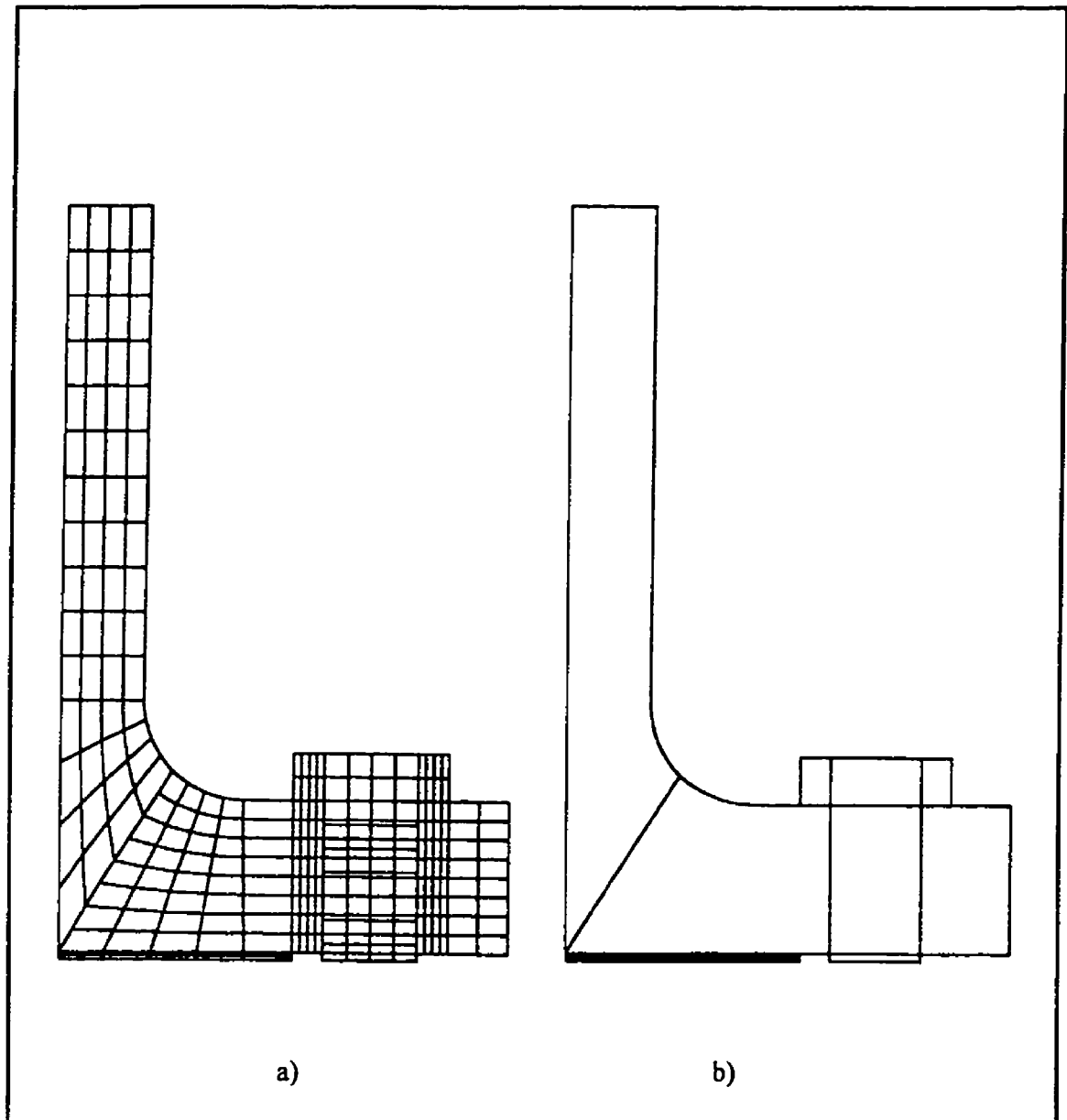


Figure 2.12 Modèles RF5 et RF6 de bride métallique: a) maillage en éléments finis; b) contour de la bride

Les douzes boulons sont remplacés par un anneau solide de section en T (figure 2.13). Cet anneau est également modélisé à l'aide des éléments solides axisymétriques CAX8R.

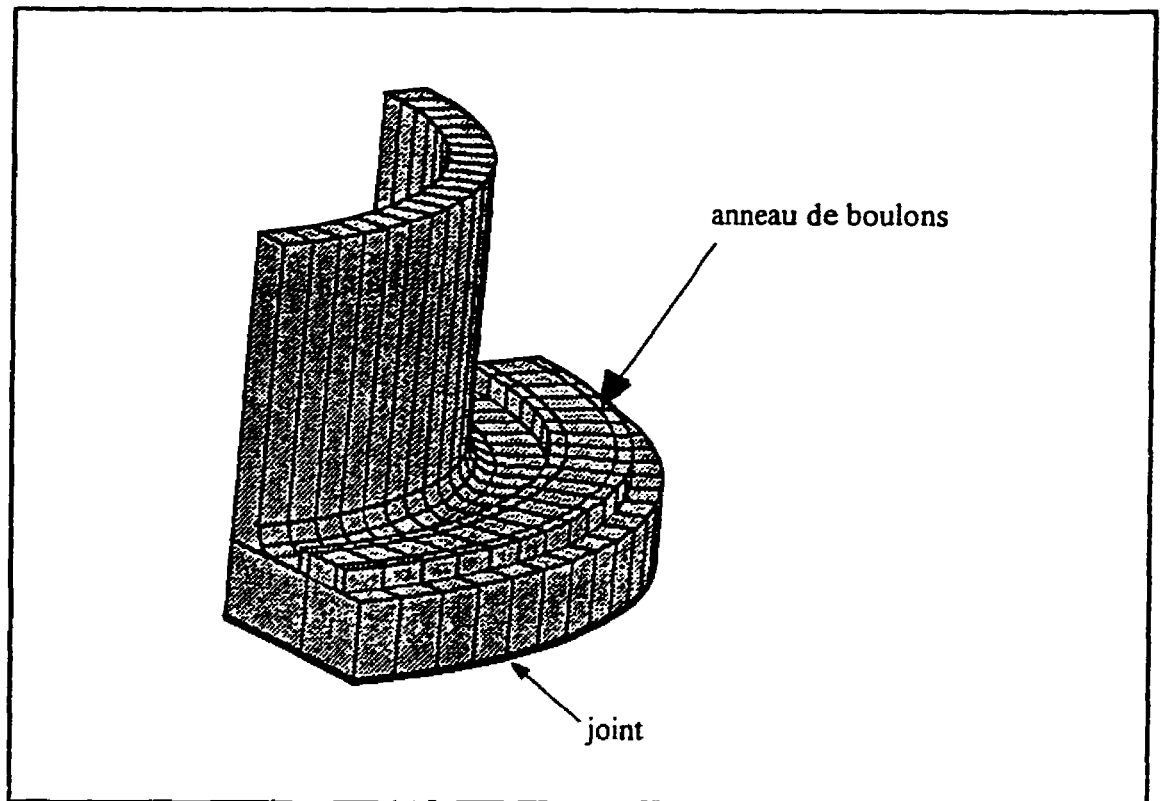


Figure 2.13 Schéma tridimensionnel de la bride

Les contacts entre la bride et le joint, de même que la bride et la tête des boulons, sont modélisés en utilisant des éléments de contact axisymétriques INTER3A avec spécification du coefficient de frottement entre les surfaces en contact. À cause de la grande variation d'un coefficient de frottement des composites avec divers matériaux, la



valeur  $\mu = 0,3$  est adoptée dans cette étude après une consultation avec les spécialistes de la section design du département de génie mécanique qui ont effectué de nombreux essais expérimentaux dans ce domaine. Le contact entre la tige des boulons, donc de l'anneau, et la surface des trous des boulons est négligé dans l'analyse.

### 2.3 PROPRIÉTÉS DES DIFFÉRENTES PARTIES DE LA BRIDE

Les propriétés précédentes du tableau 2.1 varient dans le repère cylindrique  $(r, z, \theta)$   $\equiv (1, 2, 3)$  selon la partie de la structure considérée: enveloppe cylindrique ou bride,  $\theta$  étant identique à T et r à L. Ainsi quelques permutations sont effectuées en passant de l'enveloppe cylindrique à la bride.

La présence des trous de boulons dans la bride rend les matériaux situés dans l'anneau circulaire contenant les trous, c'est-à-dire la partie de la bride limitée par les diamètres  $(C-d)$  et  $(C+d)$ , non homogènes; d étant le diamètre des trous des boulons. La façon la plus simple de tenir compte de cette inhomogénéité dans une analyse axisymétrique est de définir, pour les matériaux situés dans cette zone, une nouvelle rigidité équivalente. Une expression analytique a été formulée dans ce cas entre autre par Bouzid et Chaaban (1993). Cette rigidité équivalente est donnée par l'expression suivante:

$$E_{\text{éq.}} = E \left[ 1 - \frac{N d}{4C} \right] \quad (2.1)$$

où  $E_{\text{éq.}}$  est la rigidité équivalente et E rigidité sans trou.

Le calcul fait dans notre cas précis produit une réduction de 13% de la rigidité. Ainsi les propriétés précédentes sont réduites dans chaque couche au niveau de l'anneau circulaire contenant les trous.

D'autre part, la rigidité de l'anneau qui a remplacé les boulons a été obtenue en considérant que le déplacement axial des boulons soumis à l'effort de serrage est le même que le déplacement axial de l'anneau soumis à un effort circonférenciel identique. On arrive donc à la relation suivante:

$$E_{eq}^b = \frac{Nd}{4C} E_b \quad (2.2)$$

Ainsi, le module de Young de l'anneau circulaire représentant les boulons devient  $E_{eq}^b = 27,628 \text{ GPa}$  (4 E6 psi). Notons que pour simplifier les analyses, le diamètre des boulons est le même que celui des trous de boulons.

De plus la rigidité est considérablement réduite tangentiellement et radialement pour bien simuler l'effet de tension dans les boulons. Ainsi les boulons ont été définis comme un matériau orthotropique dans le fichier de données d'ABAQUS.

Les propriétés des matériaux ont été spécifiées avec ABAQUS via \* ELASTIC, TYPE = ENGINEERING CONSTANTS pour la bride et le joint alors que \* ELASTIC, TYPE = ORTHOTROPIC pour les boulons de même que la tête des boulons.

## 2.4 EFFORTS ET CONDITIONS FRONTIÈRES

À cause de la symétrie de la structure selon l'axe médian du joint d'étanchéité, les déplacements des points du joint se trouvant sur le plan médian sont bloqués selon l'axe

de la bride ( $u_z$  ou  $u_z = 0$ ). Afin d'obtenir un modèle numérique satisfaisant, nous avons imposé des conditions spéciales aux degrés de liberté de certaines parties de la bride notamment l'intersection plateau / enveloppe cylindrique. Ces conditions sont spécifiées grâce aux fonctions de contraintes \*MPC option QUADRATIC.

Au préserrage, le déplacement axial pour les points des boulons se trouvant sur l'axe médian est le même pour tous ces points. Ceci a été réalisé avec la fonction \*EQUATION.

Pour simuler l'effet de la présence du préserrage du joint lors de sa mise sous pression, le déplacement axial précédent obtenu pour les points de boulon qui se trouvait à l'axe médian lors de l'application de l'effort de serrage, est fixé dans une deuxième étape.

L'effort de serrage des boulons est appliqué sous forme de pression sur les éléments qui se trouvent au bout de l'anneau circulaire utilisé pour remplacer les boulons.

Enfin une pression de 345 KPa (50 psi) est appliquée sur la paroi intérieure du cylindre et sur les premiers éléments de la face inférieure de la bride pour simuler la pression hydrostatique agissant sous le joint. La pression hydrostatique au bout du cylindre est de 1,4227 MPa. Cette valeur est obtenue à l'aide de l'équation d'équilibre selon l'axe du réservoir c'est-à-dire selon l'équation:

$$\frac{\pi B^2}{4} p = \frac{\pi}{4} \left[ (B + 2g)^2 - B^2 \right] H_D \quad (2.3)$$

soit

$$H_D = \frac{B^2}{4g(B + g)} P \quad (2.4)$$

$g$  étant l'épaisseur de l'enveloppe cylindrique et  $B$  le rayon intérieur de la bride.

Enfin pour trouver la pression à la rupture des brides en composite, la pression d'opération a été doublée, triplée et même quadruplée lors d'une analyse subséquente. Ceci a été réalisé pour évaluer l'évolution dans leur comportement au point de vue intégrité.

Dans l'analyse proprement dite, trois étapes ont été considérées. La première étape (step 1) correspond à l'application mécanique de la force de serrage des boulons de 370 000 N sous forme de pression au bout des éléments situés à l'axe médian de l'anneau représentant les boulons afin d'obtenir un déplacement axial des points des boulons situés à l'axe médian. La deuxième étape (step 2) correspond à la fixation de ce déplacement axial à la valeur obtenue dans la première étape et l'enlèvement de la force mécanique pour simuler la présence de la force de préserrage. Enfin la troisième étape (step 3) correspond à l'application de la pression interne dans le réservoir en incluant l'effet de fond.

Un fichier typique de données d'entrée d'ABAQUS en vue de l'analyse est présenté à l'annexce B. Ce fichier concerne le modèle 3FF (bride en composite).

## 2.5 CRITÈRES DE RUPTURE

La résistance à la rupture des brides en composites a été vérifiée durant les différentes analyses effectuées. Le logiciel ABAQUS offre cinq critères de rupture pour les structures orthotropiques pouvant être spécifiés via les fonctions \* FAIL STRESS et \* FAIL STRAIN. Ces critères sont:

- critère de la contrainte maximale (MSTRS)
- critère de la déformation maximale (MSTRN)
- critère de Tsai - Hill (TSAIH)
- critère de Tsai - Wu (TSAIW)
- critère de Azzi - Tsai - Hill (AZZIT).

Nous présentons brièvement dans ce paragraphe la formulation de ces divers critères. Les conventions suivantes sont adoptées:

- la direction 1 est la direction des fibres du composite
- la direction 2 est la direction perpendiculaire aux fibres

Tous les autres symboles présentés ici sont définis dans la liste des symboles.

### 2.5.1 Critère de la contrainte maximale

Lorsqu'une couche de composite est soumise à un état plan de contrainte ( $\sigma_{11}$ ,  $\sigma_{22}$ ,  $\sigma_{12}$ ), le critère de la contrainte maximale stipule que les inéquations suivantes doivent être vérifiées:

$$X_C < \sigma_{11} < X_T$$

$$Y_C < \sigma_{22} < Y_T \quad (3.5)$$

$$-S < \sigma_{12} < S$$

### 2.5.2 Critère de la déformation maximale

Lorsqu'une couche de composite est soumise à un état plan de déformation ( $\epsilon_{11}$ ,  $\epsilon_{22}$ ,  $\gamma_{12}$ ), le critère de la déformation maximale stipule que les inéquations suivantes doivent être vérifiées:

$$X_{eC} < \epsilon_{11} < X_{eT}$$

$$Y_{eC} < \epsilon_{22} < Y_{eT} \quad (3.6)$$

$$-S_e < \gamma_{12} < S_e$$

### 2.5.3 Critère de Tsai - Hill

Pour le critère de Tsai - Hill, l'inéquation suivante doit être vérifiée:

$$\frac{\sigma_{11}^2}{X^2} - \frac{\sigma_{11} \sigma_{22}}{X^2} + \frac{\sigma_{22}^2}{Y^2} + \frac{\sigma_{12}^2}{S^2} < 1 \quad (3.7)$$

où X, Y désignent respectivement les contraintes à la rupture longitudinale ou transversale selon qu'on est en tension ou en compression.

### 2.5.4 Critère de Tsai - Wu

Pour le critère de Tsai - Wu, l'inéquation suivante doit être vérifiée:

$$F_1 \sigma_{11} + F_2 \sigma_{22} + F_{11} \sigma_{11}^2 + F_{22} \sigma_{22}^2 + F_{66} \sigma_{12}^2 + 2 F_{11} \sigma_{11} \sigma_{22} < 1 \quad (3.8)$$

où les constantes F sont données par:

$$F_1 = \frac{1}{X_T} + \frac{1}{X_C}, \quad F_2 = \frac{1}{Y_T} + \frac{1}{Y_C}, \quad F_{11} = -\frac{1}{X_T X_C}$$

$$F_{22} = -\frac{1}{Y_T Y_C}, \quad F_{66} = \frac{1}{S^2}$$

### 2.5.5 Critère de Azzi - Tsai - Hill

Pour le critère de Azzi - Tsai - Hill, l'inéquation suivante doit être vérifiée:

$$\frac{\sigma_{11}^2}{X^2} - \frac{|\sigma_{11}\sigma_{22}|}{X^2} + \frac{\sigma_{22}^2}{Y^2} + \frac{\sigma_{12}^2}{S^2} < 1 \quad (3.9)$$

Les critères de la contrainte maximale et de la déformation maximale excluent l'existence d'interactions entre les contraintes et déformations principales: les mécanismes de rupture longitudinale, transversale ou en cisaillement sont supposés se produire indépendamment. Les critères interactifs (énergétiques) comme les critères de Tsai-Hill, Tsai-Wu ou Azzi-Tsai-Hill, qui sont une extension du critère de Von Mises aux matériaux orthotropes, sont donc plus utilisés dans le cas des composites pour tenir compte de toutes les interactions entre les contraintes. D'ailleurs c'est ce critère interactif

que le code de l'ASME, Section X, favorise dans son article RD-1189 pour évaluer la rupture des brides en composite.

Néanmoins, dans les présentes études, le critère de la contrainte maximale a été adopté dans l'analyse pour déterminer la résistance des brides. ABAQUS ne permet pas l'utilisation des critères de Tsai-Hill, Tsai-Wu et Azzi-Tsai-Hill pour les éléments axisymétriques CAX8R. Ce critère a été spécifié par ABAQUS via \* FAIL STRESS.



## **CHAPITRE III**

### **RÉSULTATS ET DISCUSSIONS**

Les résultats de l'analyse par éléments finis des différents modèles sont présentés dans ce chapitre. Ces résultats concernent les contraintes sur le joint, dans les boulons et dans la bride des différents modèles, au préserrage et en opération, de même que la rotation des brides. Une comparaison est faite entre certains modèles et des résultats trouvés dans la littérature . De plus des résultats obtenus sur le comportement des joints et des boulons en augmentant progressivement la pression à deux, trois ou quatre fois la pression initiale sont également présentés.

#### **3.1 RÉSULTATS OBTENUS PAR ÉLÉMENTS FINIS.**

Toutes les analyses sont faites en mode statique et en petites déformations. Les différents résultats obtenus pour les différents modèles sont comparés entre eux. Les résultats sont présentés dans l'ordre suivant: joint, boulons et bride. Mais avant de les présenter, une vérification de l'équilibre axial des forces est effectuée au préserrage et en opération afin de valider la modélisation par éléments finis.

### 3.1.1 Vérification de l'équilibre axial

Pour valider les différents résultats, l'équilibre axial est utilisé. Théoriquement les relations suivantes doivent être vérifiées:

- préserrage:

$$F_b^i = F_g^i \quad (3.1)$$

- pression.

$$F_b^f = F_g^f + H_D + H_T \quad (3.2)$$

où  $F_b^i$ ,  $f$  et  $F_g^i$ ,  $f$  sont respectivement les forces totales dans les boulons et sur le joint à l'état initial et final,  $H_D$  et  $H_T$  sont les forces hydrostatiques respectivement au bout du cylindre et sous le joint d'étanchéité. Dans notre cas cet équilibre est vérifié en considérant les forces totales moyennes dans les boulons et sur le joint. Les résultats étant obtenus sous forme de contraintes, les forces moyennes sont obtenues en multipliant ces contraintes moyennes par les surfaces respectives sur lesquelles elles sont appliquées. Ainsi les tableaux 3.1 et 3.2 résument les calculs effectués par le logiciel Excel, au préserrage et en opération respectivement. Pour chaque élément de l'anneau considéré, la contrainte moyenne est celle calculée par ABAQUS au centre de l'élément.

Au préserrage la force totale obtenue dans les boulons est  $F_b^i = 370\,118\text{ N}$  (la valeur réelle de la force de préserrage étant de  $370\,000\text{ N}$  soit une différence de  $0,03\%$ ). Du côté du joint, la valeur absolue de cette force est  $F_g^i = 374\,722\text{ N}$  soit une différence de  $1,24\%$ , donc acceptable.

De même à la pression, nous avons:

$$H_D = \frac{\pi}{4} B^2 p = 24\,387 \text{ N} \quad (3.3)$$

$$H_T = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) p = 12\,228 \text{ N} \quad (3.4)$$

où  $D_i$  et  $D_e$  sont respectivement le diamètre intérieur et le diamètre extérieur de la partie du joint où la pression hydrostatique agit. Selon le modèle de Blach et al. (1986), la force hydrostatique maximale (début de fuite du fluide pressurisé) est considérée, c'est-à-dire que tous les éléments du joint qui se trouvent à l'intérieur du cercle des trous des boulons sont considérés pour la pression hydrostatique du joint. Pour être dans des conditions d'opération sans fuite, la pression hydrostatique du joint, appliquée lors de l'analyse des brides en composite à face plate, est supposée agir sous la première moitié de la partie du joint qui se trouvent à l'intérieur des trous des boulons.

La force totale dans les boulons est  $F_b^f = 372\,798 \text{ N}$  et la force totale sur le joint en valeur absolue est  $F_g^f = 339\,499 \text{ N}$ . En ajoutant les forces hydrostatiques à la force totale du joint on obtient une force totale de  $376\,114 \text{ N}$ . Comparée à la force totale des boulons on arrive à une différence de 0,88 %. Cette faible différence nous assure que la modélisation par éléments finis semble être valable.

Tableau 3.1 Calcul des forces initiales sur le joint et dans les boulons

Contrainte de compression du joint : préserrage			
Aire de l'élément	Contrainte	Force par élément	Force cumulée
2875	- 0.09	-264	-264
2932	- 0.49	-1429	-1693
3000	- 0.90	-2692	-4385
3047	- 1.30	-3961	-8346
3104	- 1.71	-5296	-13642
3162	- 2.12	-6715	-20357
3230	- 2.56	-8268	-28625
3276	- 3.02	-9888	-38514
3334	- 3.49	-11628	-50142
7485	- 4.41	-32972	-83114
7759	- 5.78	-44815	-127929
8033	- 7.23	-58051	-185980
7540	- 0.15	-1146	-187126
6129	- 0.21	-1276	-188402
6271	- 0.09	-580	-188982
6413	- 0.18	-1142	-190123
6555	- 0.18	-1193	-191316
8482	- 0.02	-137	-191453
8709	- 10.58	-92136	-283589
8935	- 10.20	-91133	-374722
Contrainte axiale des boulons : préserrage			
Aire de l'élément	Contrainte	Force par élément	Force cumulée
6129	22	137421	137421
6271	12	77700	215121
6413	10	66246	281367
6555	14	88751	370118

Tableau 3.2 Calcul des forces finales sur le joint et dans les boulons

Contrainte de compression du joint : en opération			
Aire de l'élément	Contrainte	Force par élément	Force cummulée
2875	0.0	0	0
2932	0.0	0	0
3000	0.0	-7	-7
3047	0.0	29	21
3104	-0.3	-979	-957
3162	-0.9	-2761	-3718
3230	-1.4	-4599	-8317
3276	-2.0	-6517	-14834
3334	-2.6	-8548	-23382
7485	-3.6	-27238	-50620
7759	-5.2	-40547	-91168
8033	-6.9	-55039	-146206
7540	-0.1	-1112	-147319
6129	-0.2	-1226	-148545
6271	-0.1	-571	-149116
6413	-0.2	-1158	-150274
6555	-0.2	-1201	-151475
8482	0.0	-159	-151634
8709	-10.8	-94052	-245686
8935	-10.5	-93813	-339499
Contrainte axiale des boulons : en opération			
Aire de l'élément	Contrainte	Force par élément	Force cummulée
6129	23	143183	143183
6271	13	79456	222639
6413	10	65604	288243
6555	13	84556	372798

### 3.1.2 Joint

#### 3.1.2.1 Contraintes de compression du joint

Comme c'est au niveau du joint que les problèmes de fuite se posent généralement, nous débutons la présentation des résultats par cet élément de l'assemblage boulonné. Les résultats des contraintes de compression du joint au préserrage et en opération pour les différents modèles sont présentés en fonction du rayon du joint (direction radiale) aux figures 3.1 à 3.7. Pour les brides en composites utilisant le joint pleine largeur, les contraintes de compression du joint sont nulles au niveau des trous de boulons.

De plus la distribution des contraintes de compression du joint concorde à celle trouvée par Blach et al. et rapportée par Sun (1995) (figure 1.8), c'est-à-dire une distribution sous forme de trapèze au préserrage et sous forme de triangle en opération. Cette distribution est d'autant plus vérifiée si l'on supprime dans les modèles de bride en composite à face plate l'effet des trous des boulons. La figure 3.8 donne un résultat de cette distribution lorsque l'on supprime les résultats de la partie du joint contenant les trous. Les contraintes minimales sont développées au diamètre intérieur du joint alors que les contraintes maximales sont observées au diamètre extérieur du joint. Un relâchement du joint en opération est observé également pour tous les modèles. Les contraintes les plus élevées sont développées dans la bride en composite à face surélevée (18 MPa environ). Pour la bride métallique utilisant le joint mou (modèle 5) les résultats des contraintes de compression du joint (figure 3.6) montrent une compression plus uniforme du joint, la variation de contrainte n'étant que de 2 MPa au préserrage de même qu'en

opération. Par contre pour la bride métallique utilisant le joint plus rigide, la variation de contrainte est beaucoup plus grande surtout en opération.

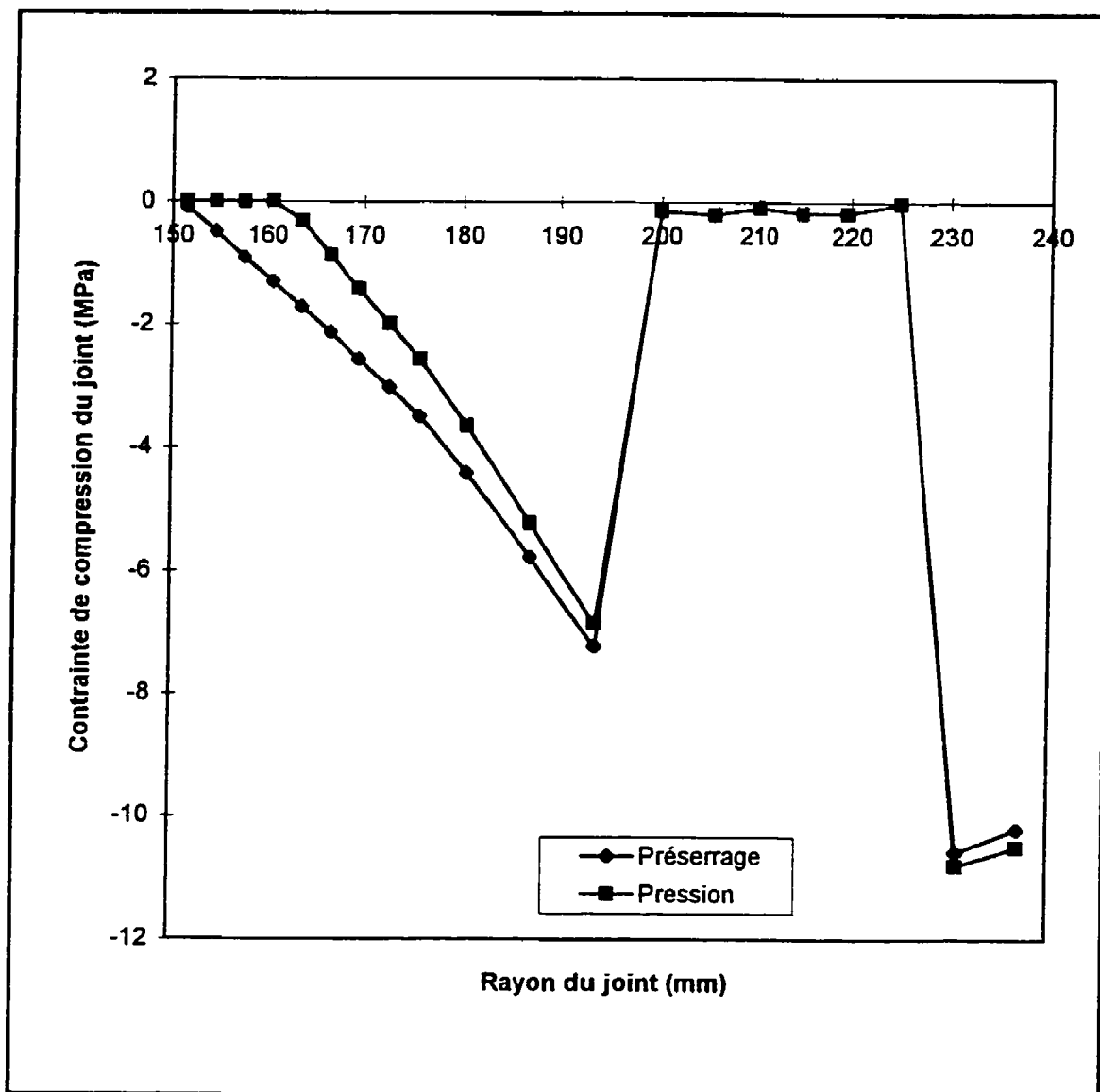


Figure 3.1 Modèle 1: Contrainte de compression du joint au préserrage et en opération

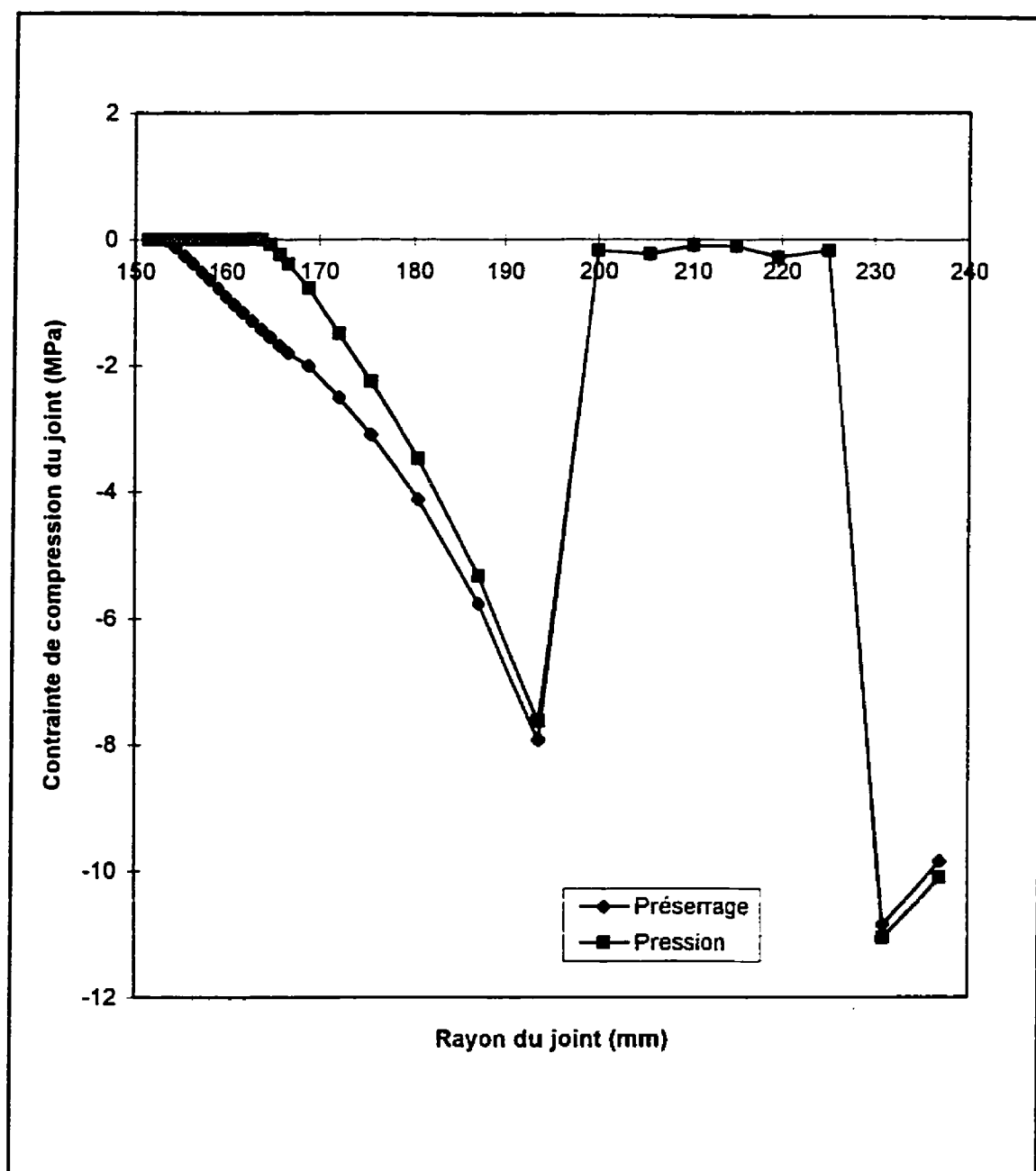


Figure 3.2 **Modèle 2:** Contrainte de compression du joint au préserrage et en opération



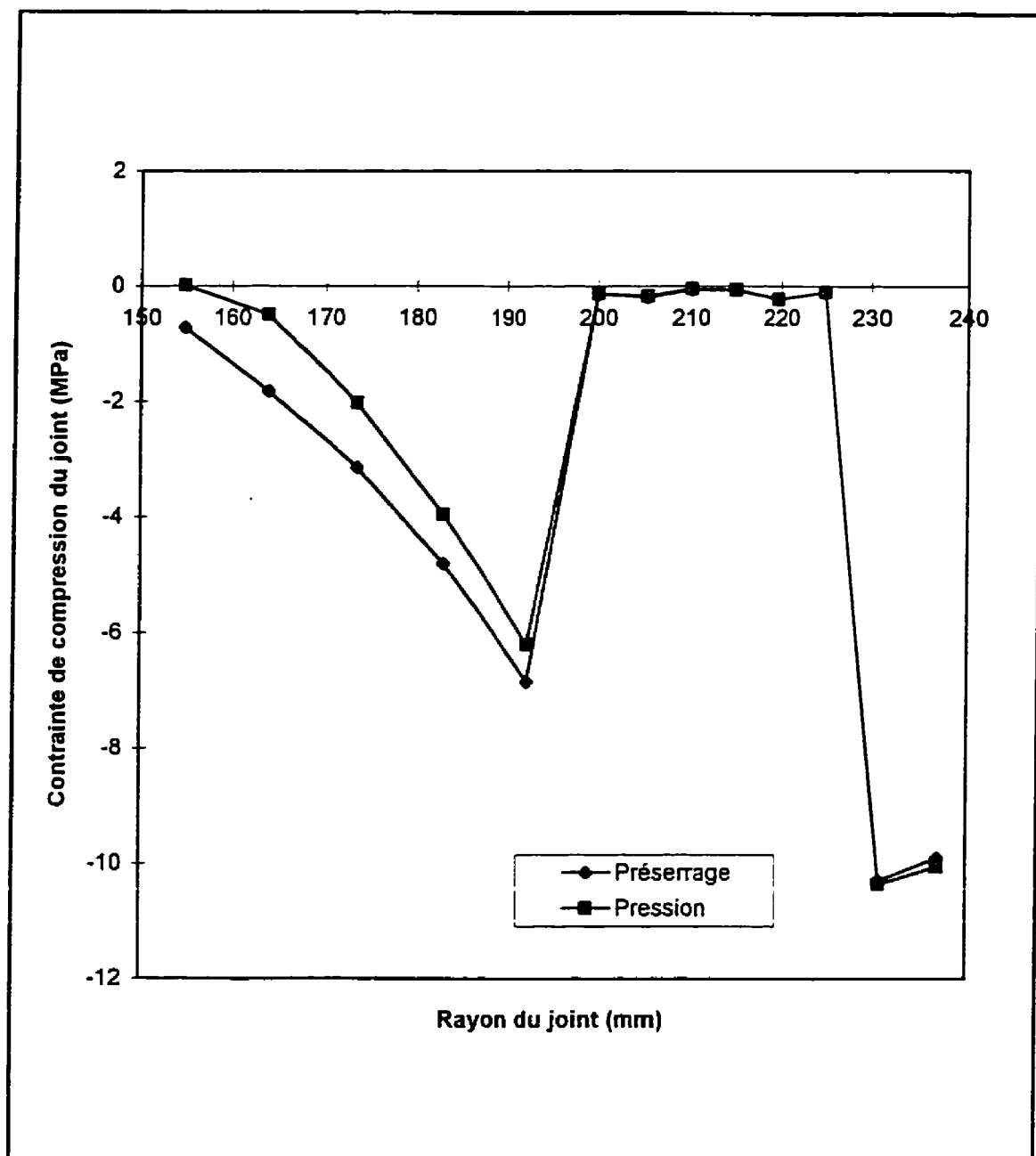


Figure 3.3 **Modèle 3FF**: Contrainte de compression du joint au préserrage et en opération

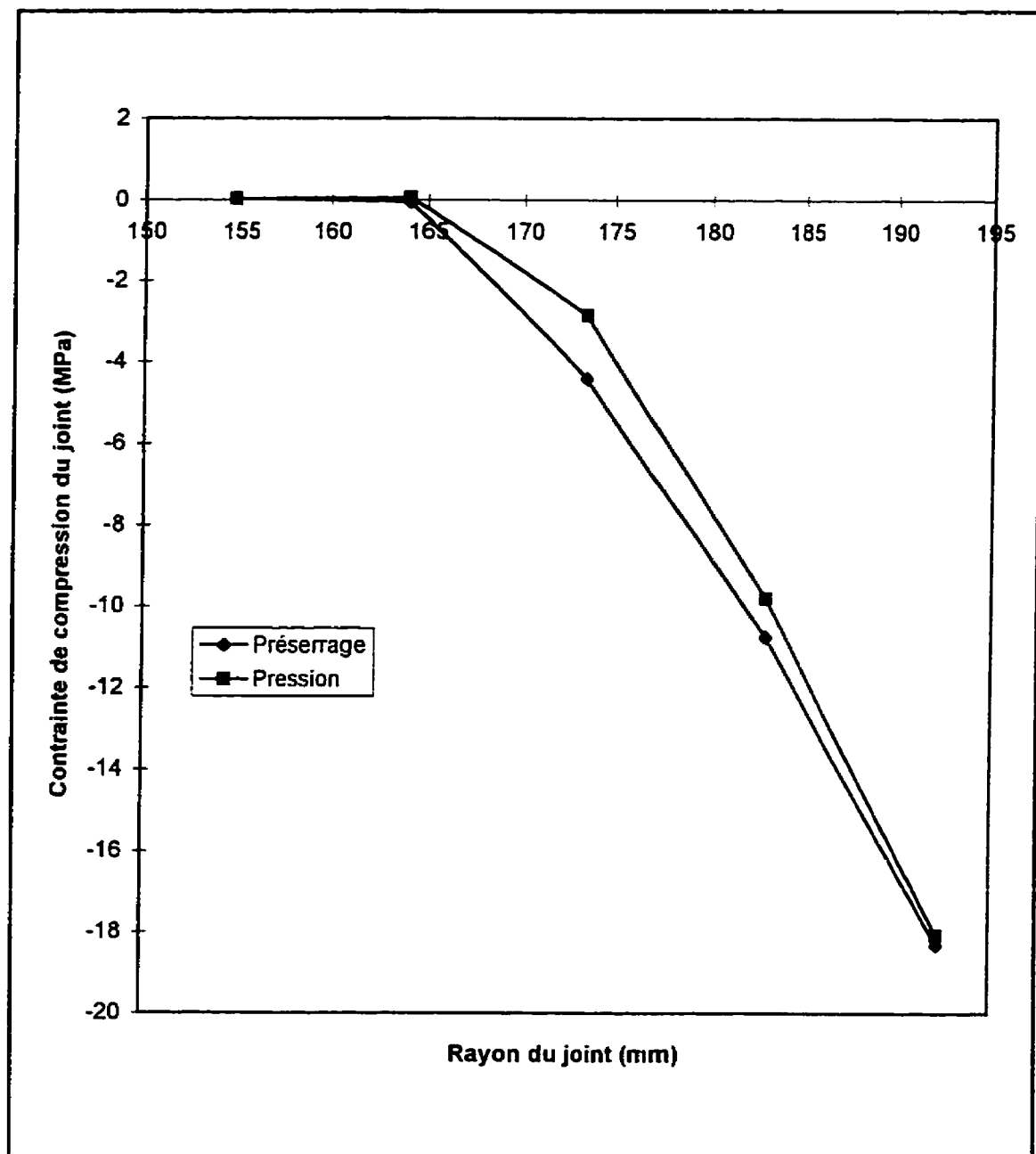


Figure 3.4 **Modèle 3RF**: Contrainte de compression du joint au préserrage et en opération

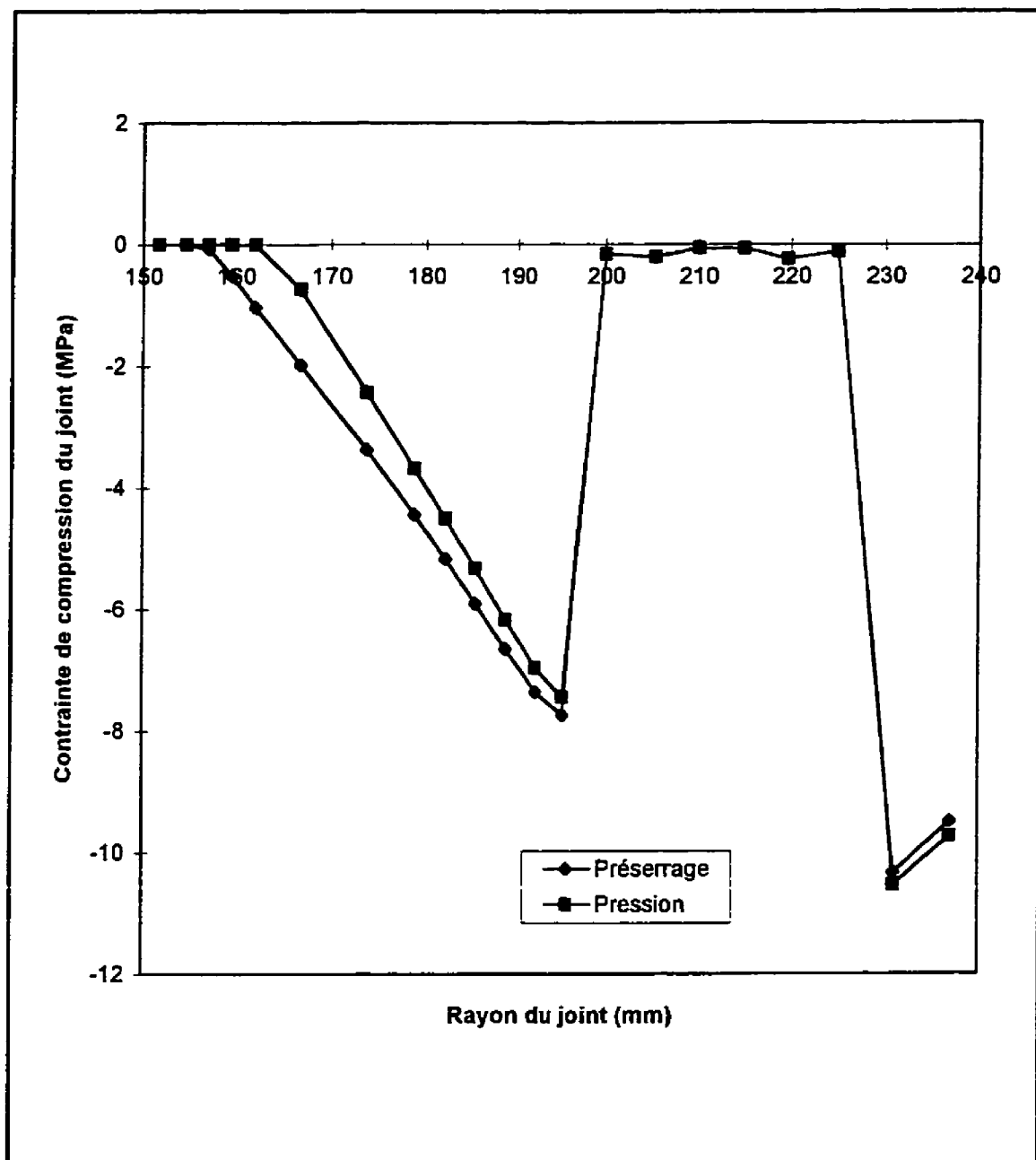


Figure 3.5 Modèle 4: Contrainte de compression du joint au préserrage et en opération

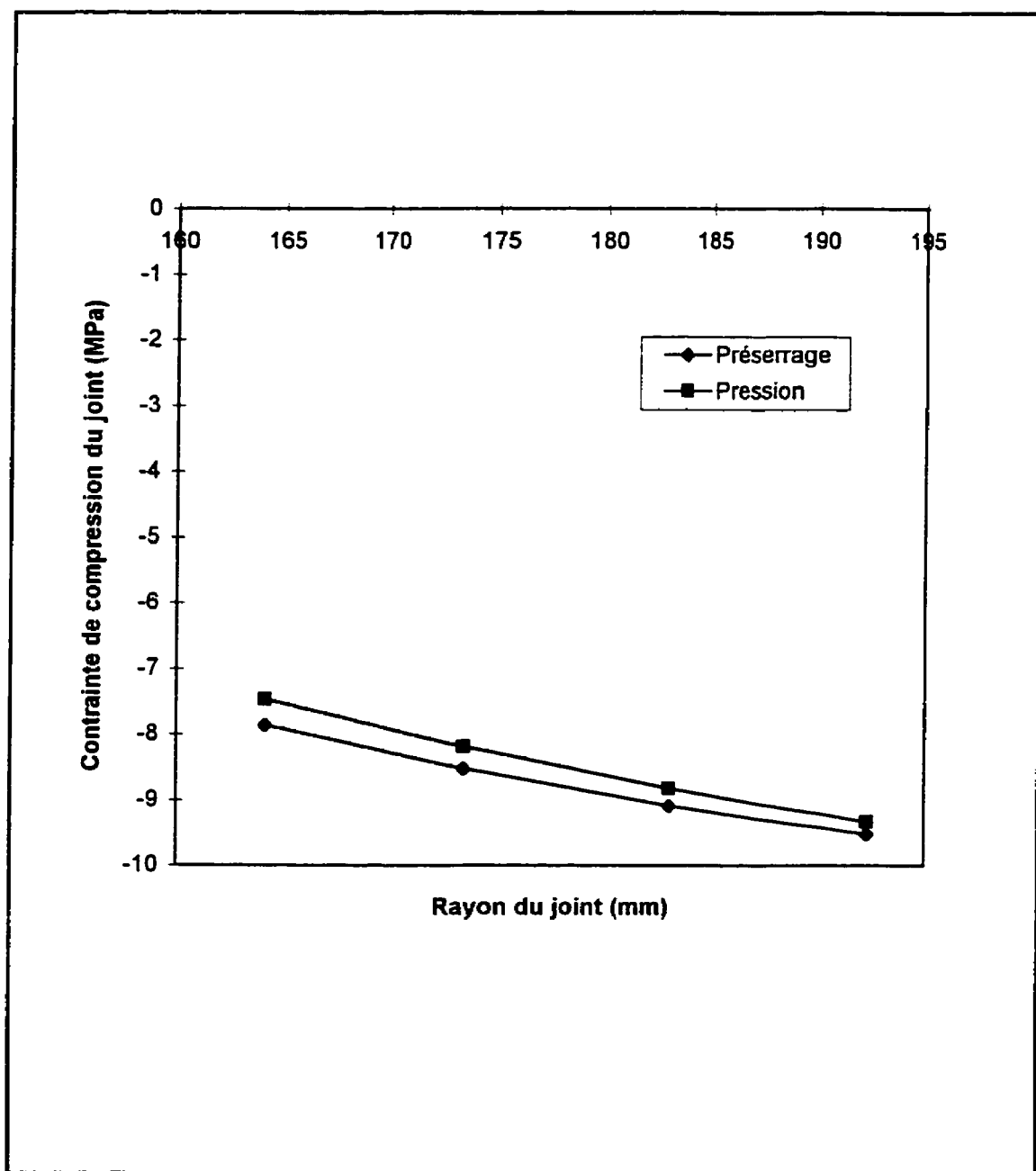


Figure 3.6 **Modèle 5:** Contrainte de compression du joint au préserrage et en opération

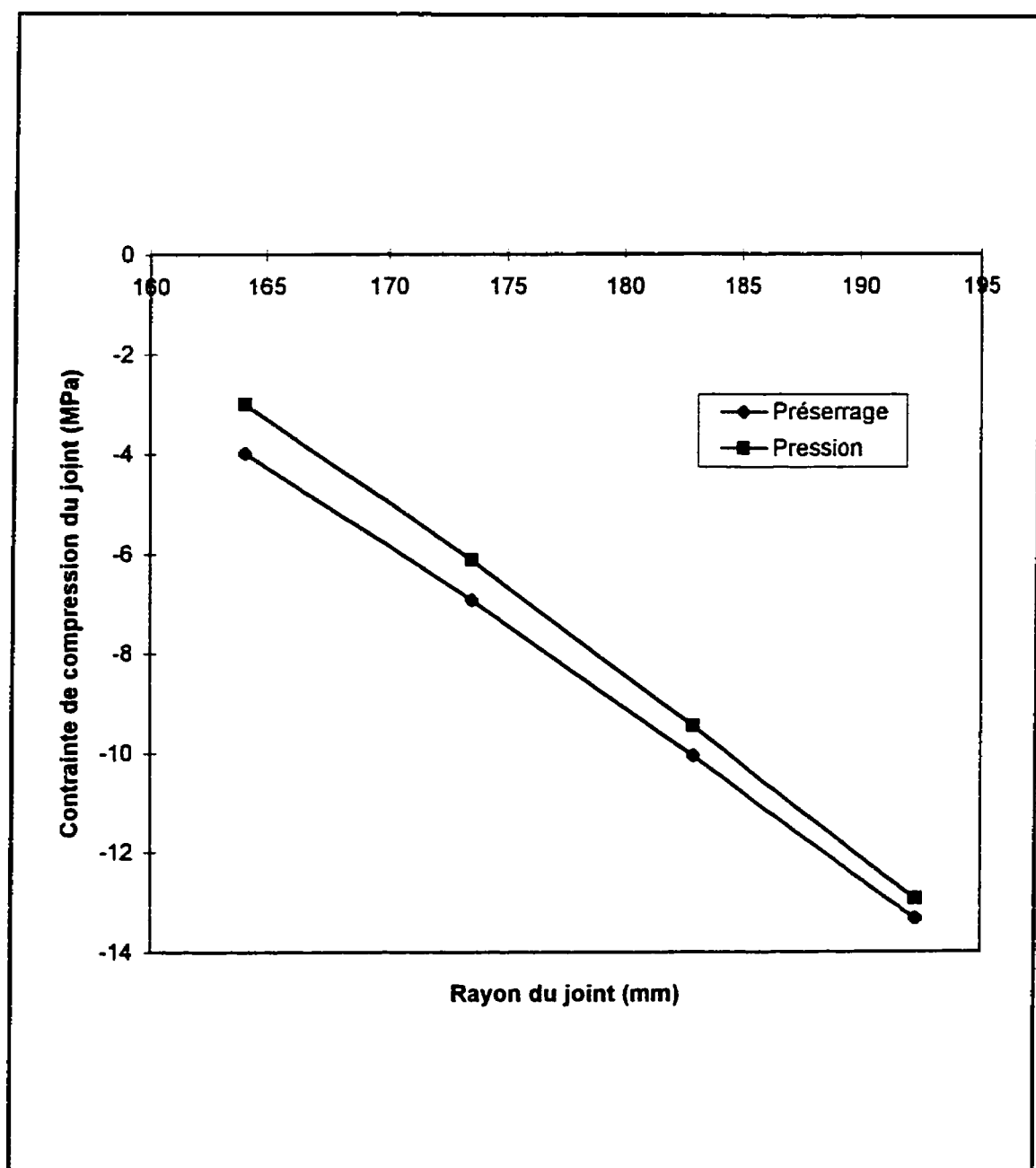


Figure 3.7 Modèle 6: Contrainte de compression du joint au préserrage et en opération

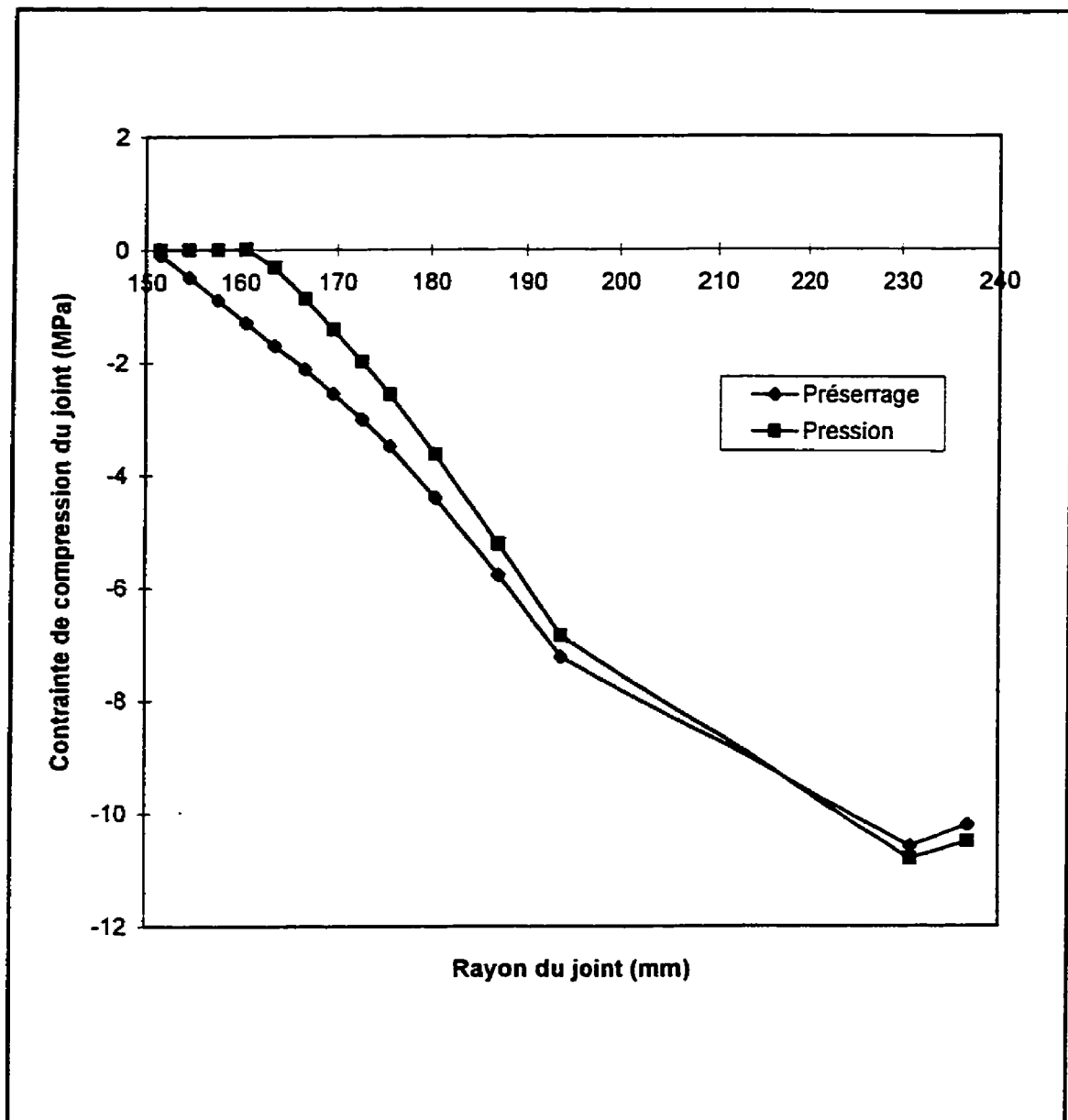


Figure 3.8 **Modèle 1:** Contrainte de compression du joint au préserrage et en opération lorsque l'effet des trous de boulons est négligé

Le tableau 3.3 résume les valeurs maximales et minimales de la contrainte de compression du joint de même que les valeurs de la contrainte moyenne de compression du joint pour chaque modèle. Les valeurs présentées dans ce tableau sont considérées en valeur absolue. La contrainte moyenne est calculée sur la partie du joint intérieur aux trous de boulons puisque la partie externe ne nous intéresse pas au niveau des fuites du fluide pressurisé. Pour le joint mou en caoutchouc synthétique utilisé pour les modèles de brides en composite (modèles 1 à 4), la contrainte d'assise " y " est de 1,4 Mpa et le facteur " m " est égal à 1. Les résultats des contraintes moyennes de compression des joints obtenus par les analyses par éléments finis pour ces modèles en composite dépassent en moyenne 3 MPa et assurent donc une bonne étanchéité.

Tableau 3.3: Contrainte de compression du joint en valeur absolue

		Minimum   (MPa)	Maximun   (MPa)	Moyenne   (MPa)
Modèle 1	préserrage	0,4875	10,58	3,857
	pression	0,0	10,8	3,426
Modèle 2	préserrage	0,1281	10,85	4,023
	pression	0,0	11,05	3,816
Modèle 3 (face plate)	préserrage	0,7241	10,33	3,786
	pression	0,0	10,36	3,104
Modèle 3 (face surélevée)	préserrage	0,0588	18,29	9,174
	pression	0,0	18,12	9,06
Modèle 4	préserrage	0,0737	10,33	3,717
	pression	0,0	10,53	3,486
Modèle 5 (joint mou)	préserrage	7,861	9,523	8,692
	pression	7,47	9,331	8,40
Modèle 6 (joint rigide)	préserrage	3,984	13,32	8,652
	pression	3,007	12,93	7,968



### 3.1.2.2 Comparaison et analyse des contraintes de compression du joint

#### 3.1.2.2.1 Modèles de brides en composite

Les figures 3.9 et 3.10 présentent une comparaison des contraintes de compression du joint pour tous les modèles de brides en composite au préserrage et en opération. La pression de design est de 345 KPa. Selon ces résultats, la bride en composite utilisant le joint à face surélevée (modèle 3 RF) présente la contrainte de compression maximale la plus élevée en valeur absolue (18 MPa environ) au diamètre extérieur du joint. La non disponibilité de données sur la contrainte ultime du joint ne nous permet pas de savoir si cette contrainte de 18 MPa observée met le joint hors d'usage. Nous verrons plus tard, dans le paragraphe réservé pour les contraintes dans la bride, l'impact de l'utilisation des joints pleine largeur ou à face surélevée sur la distribution de contrainte dans ces brides.

Pour les brides utilisant le joint pleine largeur, le comportement du joint varie très peu au préserrage comme en opération selon les modes de fabrication. D'après le tableau 3.3, cette contrainte moyenne varie entre 3,717 MPa et 4,023 MPa au préserrage alors que cette variation est de 3,104 MPa à 3,816 MPa en opération. À ce stade, il est donc difficile de privilégier un mode de fabrication par rapport à l'autre.

C'est pour cette raison que nous avons poursuivi un peu plus loin en augmentant la pression d'opération. Ceci nous permet d'évaluer le comportement du joint face à la fuite du fluide pressurisé en fonction du mode de fabrication. Ainsi, la pression d'opération initiale de 0,345 MPa (50 psi) était multipliée par 2, 3, et 4 dans les analyses pour ces brides soit des pressions respectives de 0,69 MPa (100 psi) ; 1,035 MPa

(150 psi) et 1,38 MPa (200 psi). Les résultats sont rapportés aux figures 3.11 à 3.13. Les résultats montrent que plus la pression augmente plus le relâchement des joints s'accroît. Ce n'est que lorsque la pression a atteint le quadruple de la pression de design que le modèle 3FF a présenté une contrainte de compression moyenne très faible et par conséquent présente un risque de fuite plus élevé que les autres. À 1,38 MPa (200 psi), la contrainte sur la partie du joint se trouvant au bord des trous de boulons n'est plus que de 2,05 MPa. Pour le joint en caoutchouc synthétique, le coefficient "m" de proportionnalité pour maintenir une compression minimale sur le joint est égal à 1. La contrainte minimale devant être maintenue sur le joint est donc 1,38 MPa (200 psi). Cette contrainte étant très voisine de 2,05 MPa (297 psi) du modèle 3FF, on peut dire que la pression d'opération limite de ce modèle est de 1,38 MPa (200 psi). Ceci démontre en partie jusqu'à quel point les codes de design sont conservateurs.

À ce niveau de pression (1,38MPa), les contraintes obtenues dans la bride sont largement inférieures aux valeurs limites spécifiées dans le tableau 2.1 pour les différents matériaux de la bride. En effet la contrainte radiale la plus élevée (-37 MPa) est développée à la face supérieure de la bride constituée de mats à fils coupés en contact avec la tête des boulons. De même la contrainte maximale tangentielle de 16 MPa et la contrainte maximale de cisaillement de 10 MPa sont développées à la jonction plateau-enveloppe cylindrique. En se basant sur ces résultats, aucune rupture n'est prévue au niveau des brides à cette pression. L'étude des contraintes dans les brides sera détaillée plus loin.

On voit donc à travers ces résultats que les brides en composite ne sont pas faites pour des pressions très élevées. D'ailleurs, pour ces types de brides, le code de l'ASME section X ne recommande qu'une pression maximale de 1,035 MPa (150 psi) pour les brides de classe 150. Cette pression est inférieure à celle spécifiée par l'ANSI B16.5 pour les brides en acier au carbone dans ses tableaux "Pressure-temperature rating". Pour de telles brides, la pression de design varie entre 1,62 MPa (235 psi) et 2 MPa (290 psi) à la température ambiante. La réduction de cette pression pour les brides en composite permet d'assurer un facteur de sécurité acceptable à cause de la plus grande flexibilité des brides en composite par rapport aux brides métalliques.

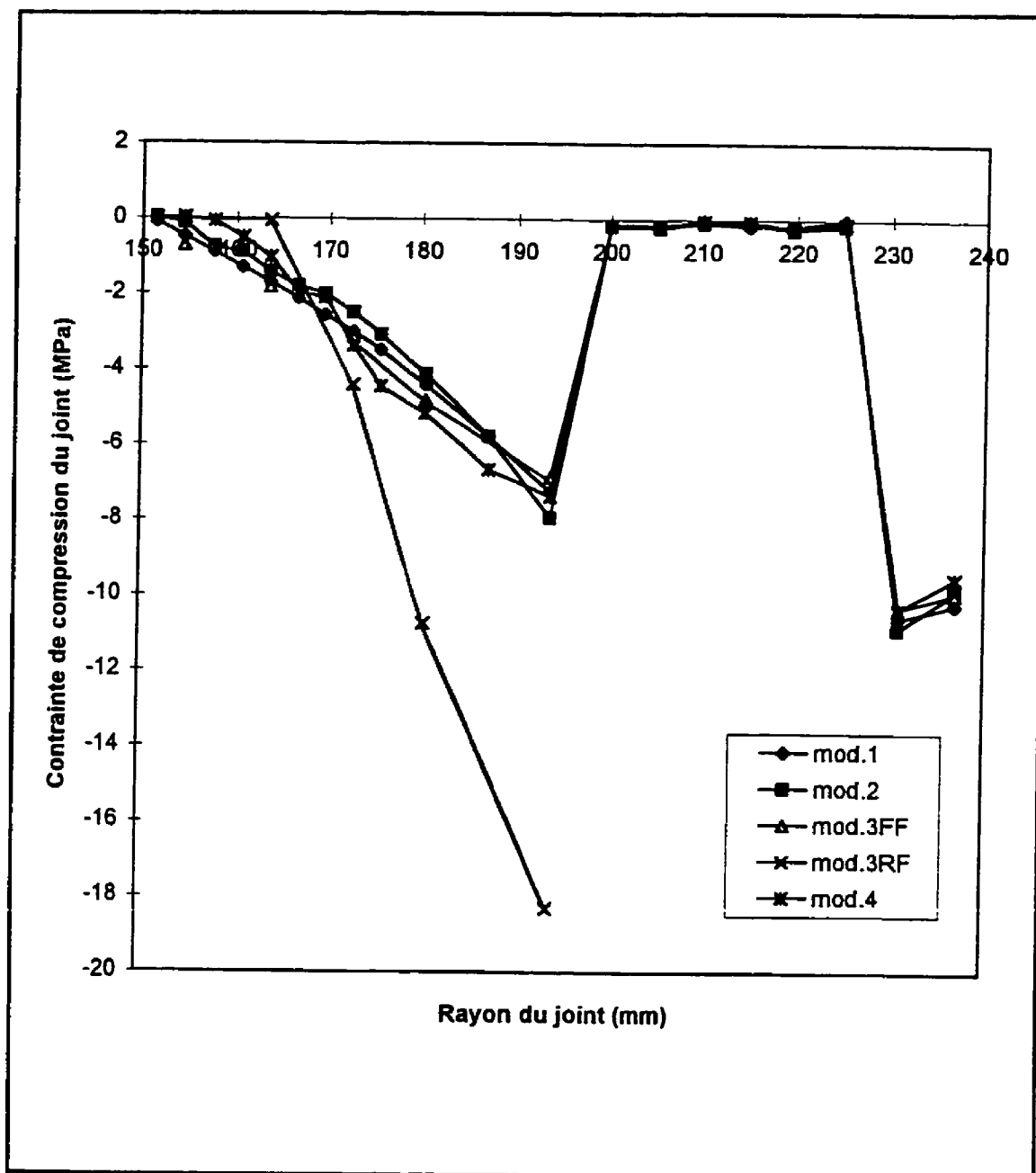


Figure 3.9 Comparaison de la contrainte de compression du joint au préserrage pour les modèles de brides en composite

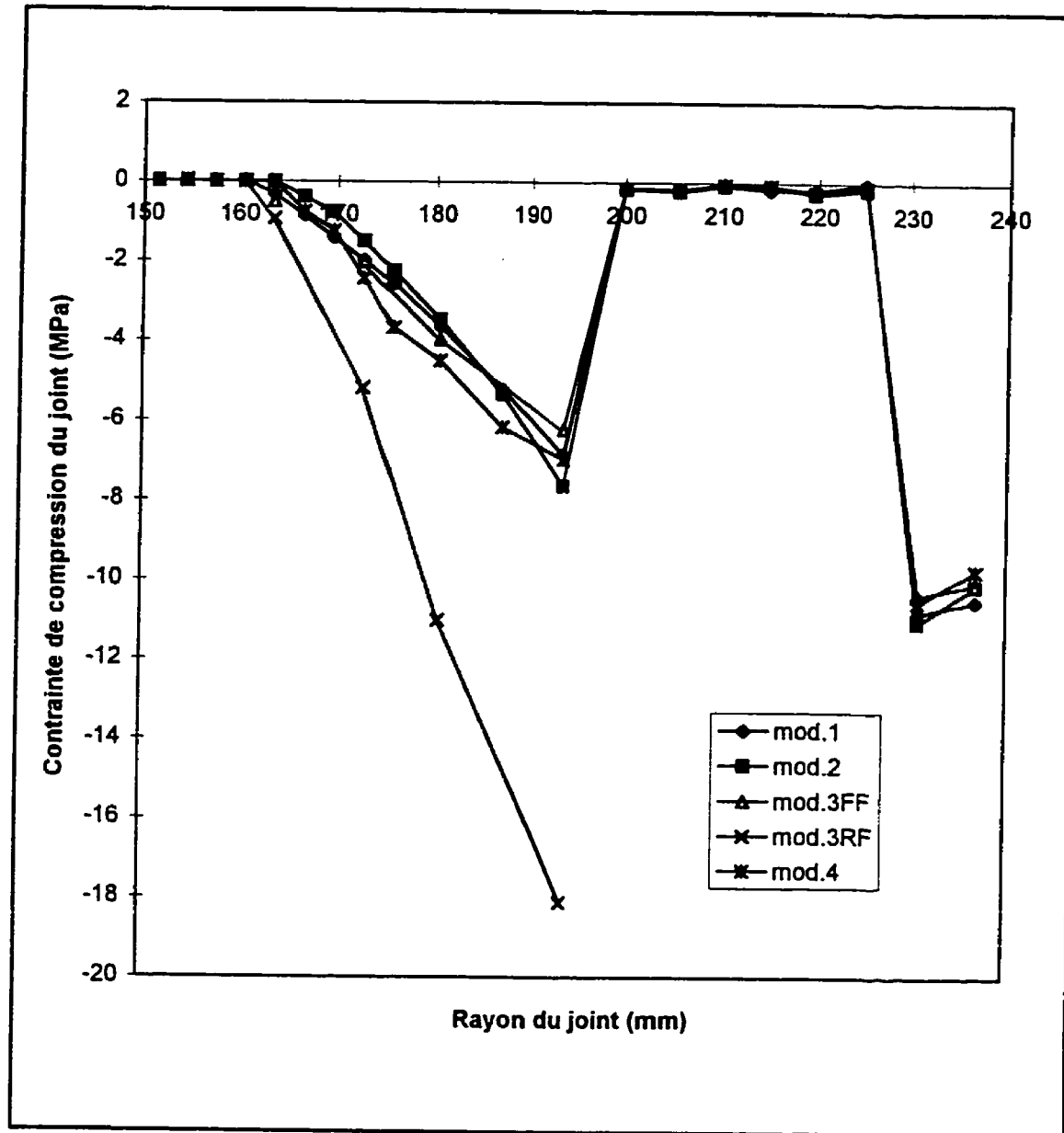


Figure 3.10 Comparaison de la contrainte de compression du joint en opération pour les modèles de brides en composite

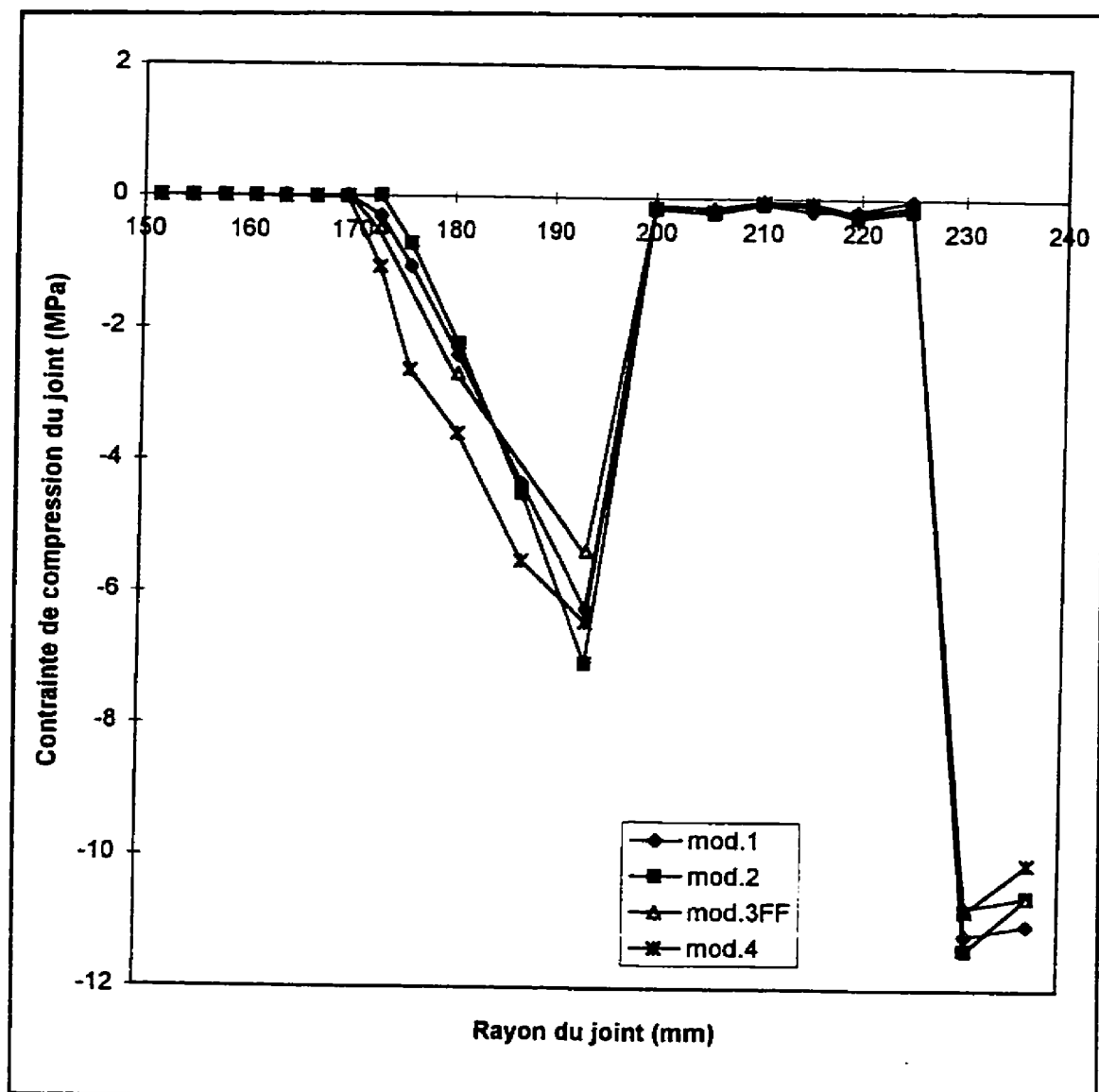


Figure 3.11 Comparaison de la contrainte de compression du joint lorsque la pression est doublée pour les modèles en composite.

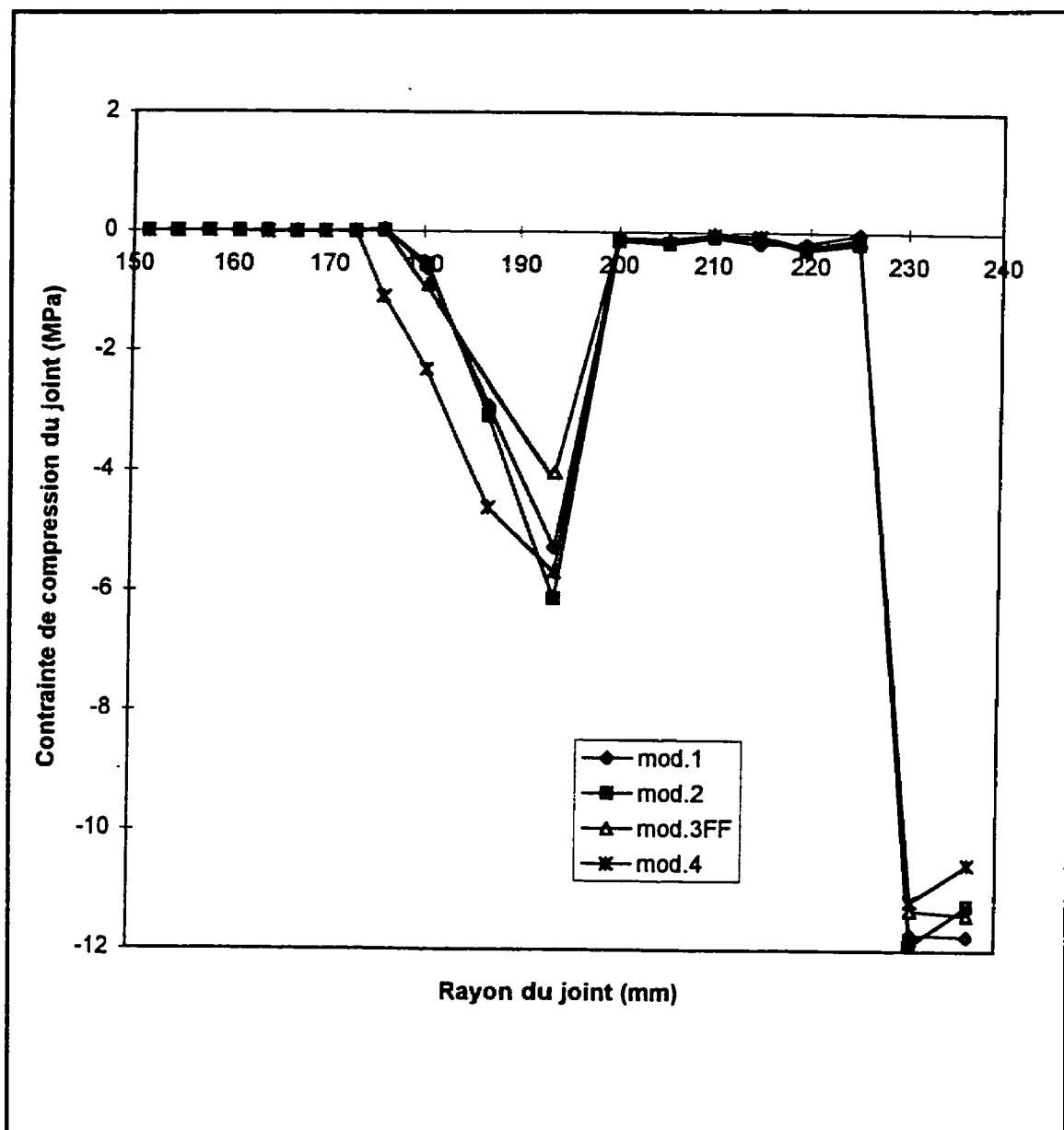


Figure 3.12 Comparaison de la contrainte de compression du joint lorsque la pression est triplée pour les modèles en composite.

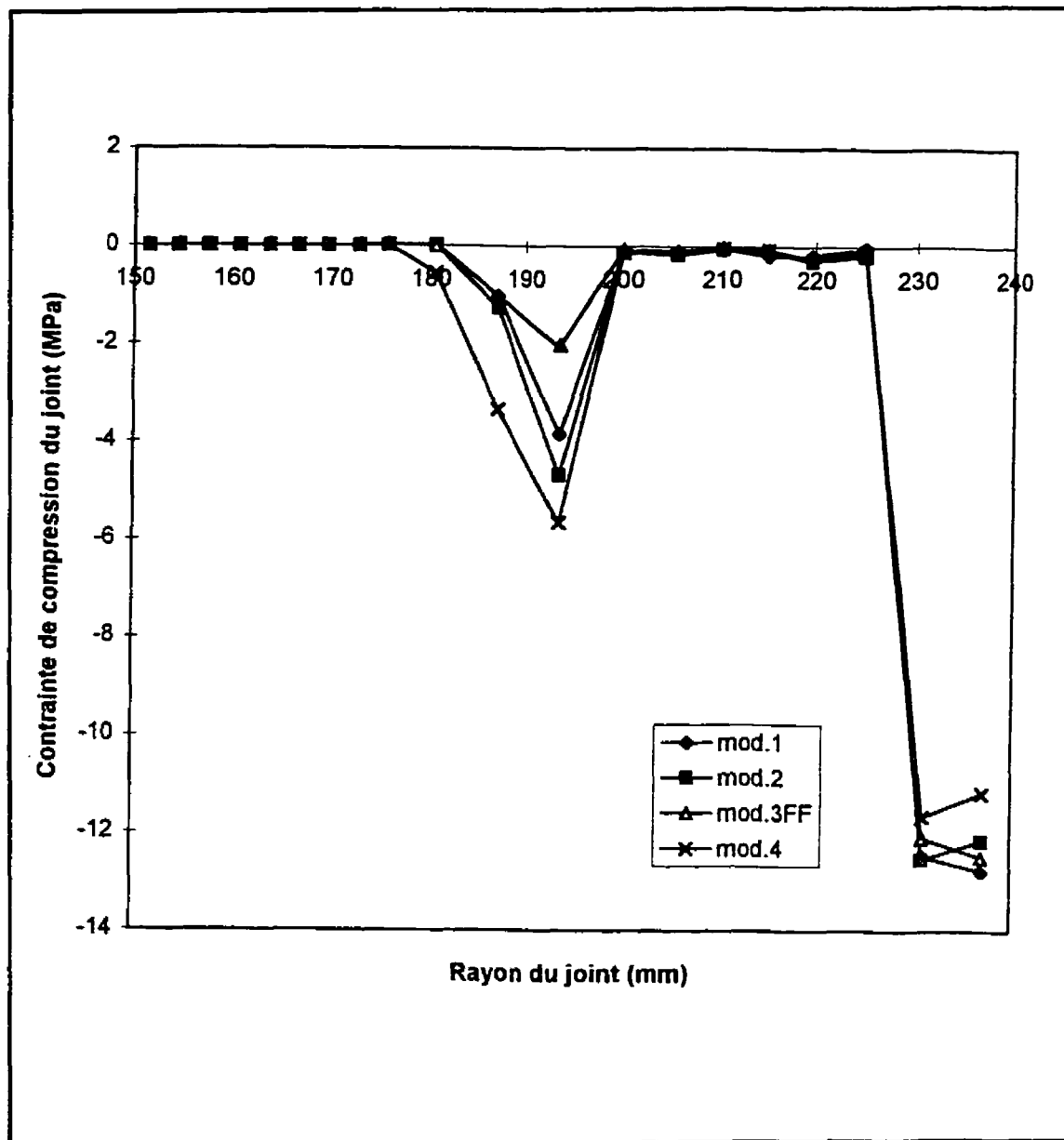


Figure 3.13 Comparaison de la contrainte de compression du joint lorsque la pression est quadruplée pour les modèles en composite.



### 3.1.2.2.2 Brides en composite versus brides métalliques

Une comparaison de contraintes de compression du joint est effectuée ici entre les brides métalliques et en composite à face surélevée. Les niveaux de contraintes obtenus dans la bride dans de tels cas seront analysés plus tard de même que la rotation afin de voir dans quelle mesure il est possible d'utiliser des brides en composite au lieu de brides métalliques.

Les figures 3.14 et 3.15 résument les résultats des contraintes de compression du joint pour la bride à face surélevée en composite et les brides métalliques. Comme nous pouvons l'observer, le joint de la bride en composite est celle qui subit la contrainte maximale la plus élevée au préserrage comme en opération. Ceci s'explique par la grande rotation observée pour cette bride; les valeurs de cette rotation seront présentées plus loin.

En effet, au préserrage comme en opération, la contrainte de compression du joint pour la bride en composite atteint environ 18 MPa à son diamètre extérieur ce qui représente au moins le double de celle obtenue dans les brides métalliques. Le manque d'information sur la contrainte de rupture des joints ne nous permet pas de dire que le joint utilisé pour la bride en composite est hors d'usage. Toutefois, étant donné que cette contrainte maximale est développée loin du diamètre intérieur du joint, on ne peut pas parler de fuite du fluide pressurisé. Il faut donc vérifier les contraintes au niveau des brides quant à la résistance à la rupture pour confirmer un bon état de la structure.

Notons pour finir comme cela a été mentionné précédemment que, la bride métallique utilisant le joint mou (modèle 5) présente des résultats de contraintes de

compression plus uniforme au préserrage de même qu'en opération alors que pour la bride métallique utilisant le joint plus rigide, la variation de contrainte est beaucoup plus grande.

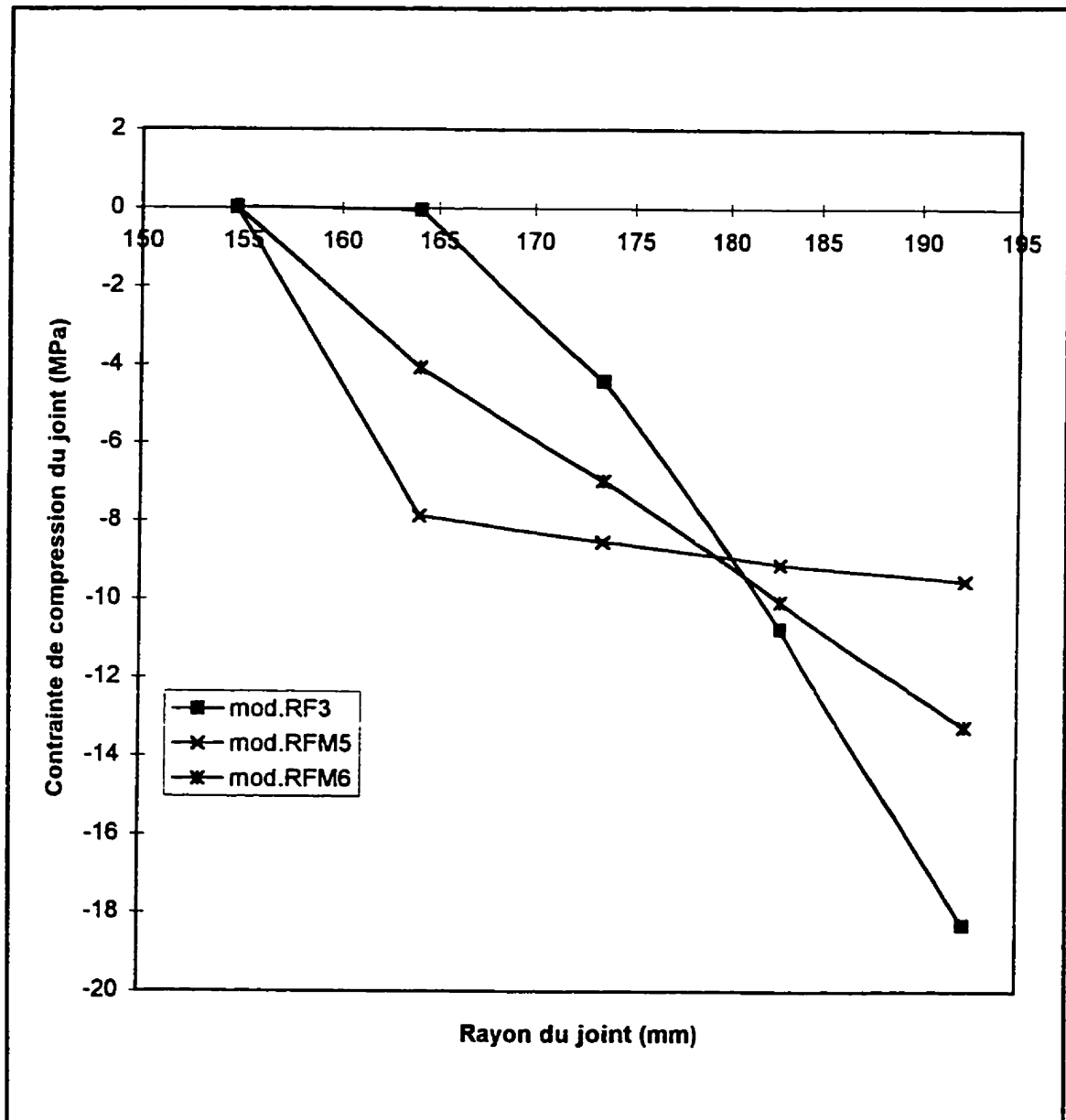


Figure 3.14 Comparaison de la contrainte de compression du joint pour une bride à face surélevée: métallique versus composite au préserrage.

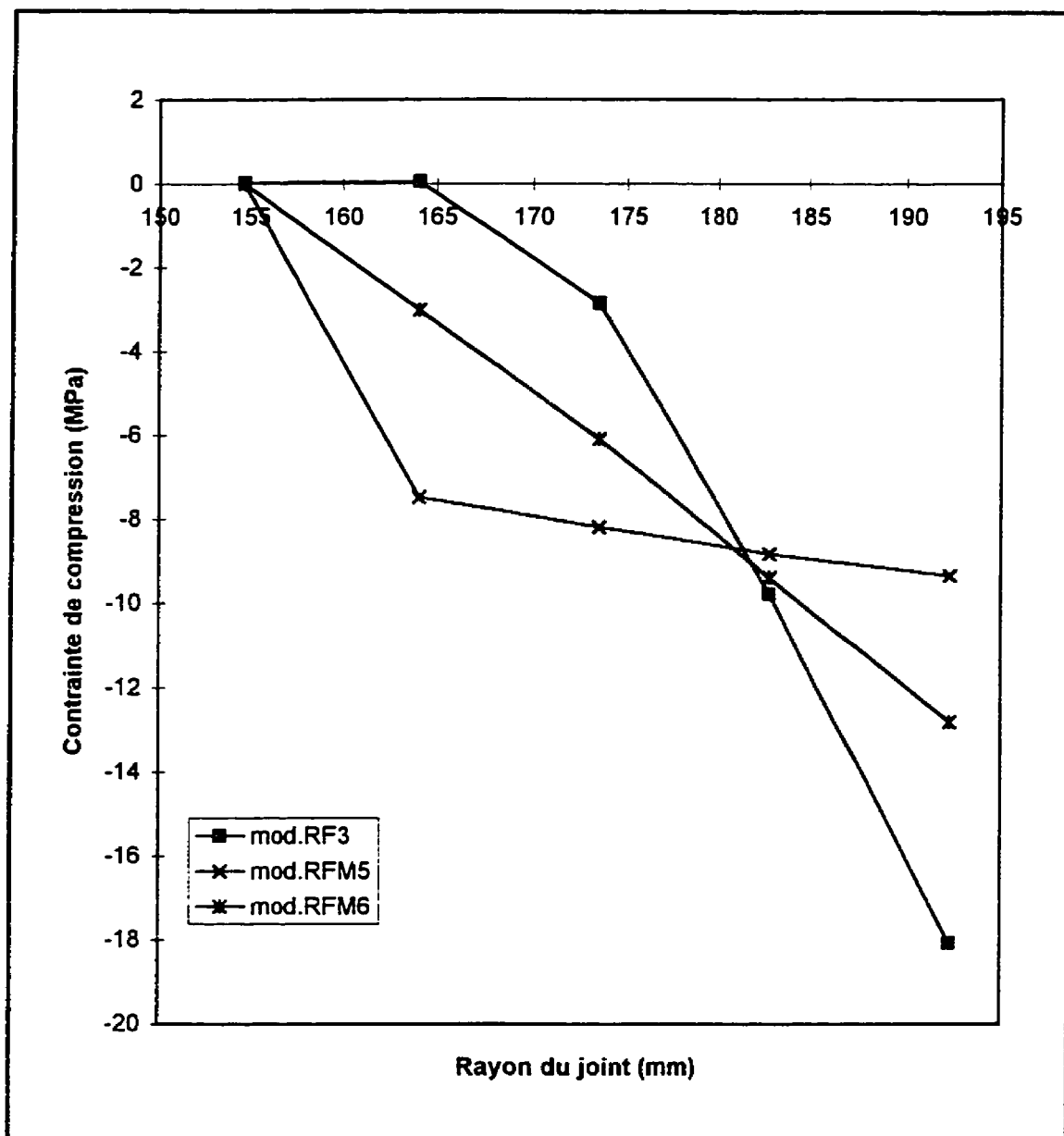


Figure 3.15 Comparaison de la contrainte de compression du joint pour une bride à face surélevée: métallique versus composite en opération.

### 3.1.3 Boulons

Les contraintes axiales sont évaluées dans les boulons pour tous les modèles de brides étudiées. Nous présentons dans ce paragraphe les résultats de certains modèles seulement. En effet, la distribution de contraintes axiales dans les boulons pour les brides en composite utilisant un joint pleine largeur étant presque identique pour tous ces modèles, nous avons choisi les modèles 3FF, 3RF, 5 et 6 pour mettre en évidence la différence observée dans cette distribution. Les figures 3.16 et 3.17 résument ces contraintes tant au préserrage qu'en opération. La présence d'un anneau de joint à l'extérieur des trous de boulons dans le cas des brides en composite avec joint pleine largeur fait que la répartition des contraintes axiales dans les boulons n'est pas linéairement décroissante sur tout le rayon de l'anneau de boulons. Ici encore, le modèle 3RF présente les contraintes axiales les plus élevées par rapport aux autres modèles. Les modèles de brides métalliques présentent quant à eux une distribution de contraintes linéairement décroissante. Pour le modèle 6 de brides métalliques utilisant un joint relativement rigide, peu de variation est observée dans la contrainte des boulons lorsqu'on passe du préserrage en opération. On peut justifier ceci par la faible pression d'opération (0,345 MPa). À noter que généralement les brides métalliques utilisant des joints plus rigides sont souvent utilisées dans des applications à haute pression.

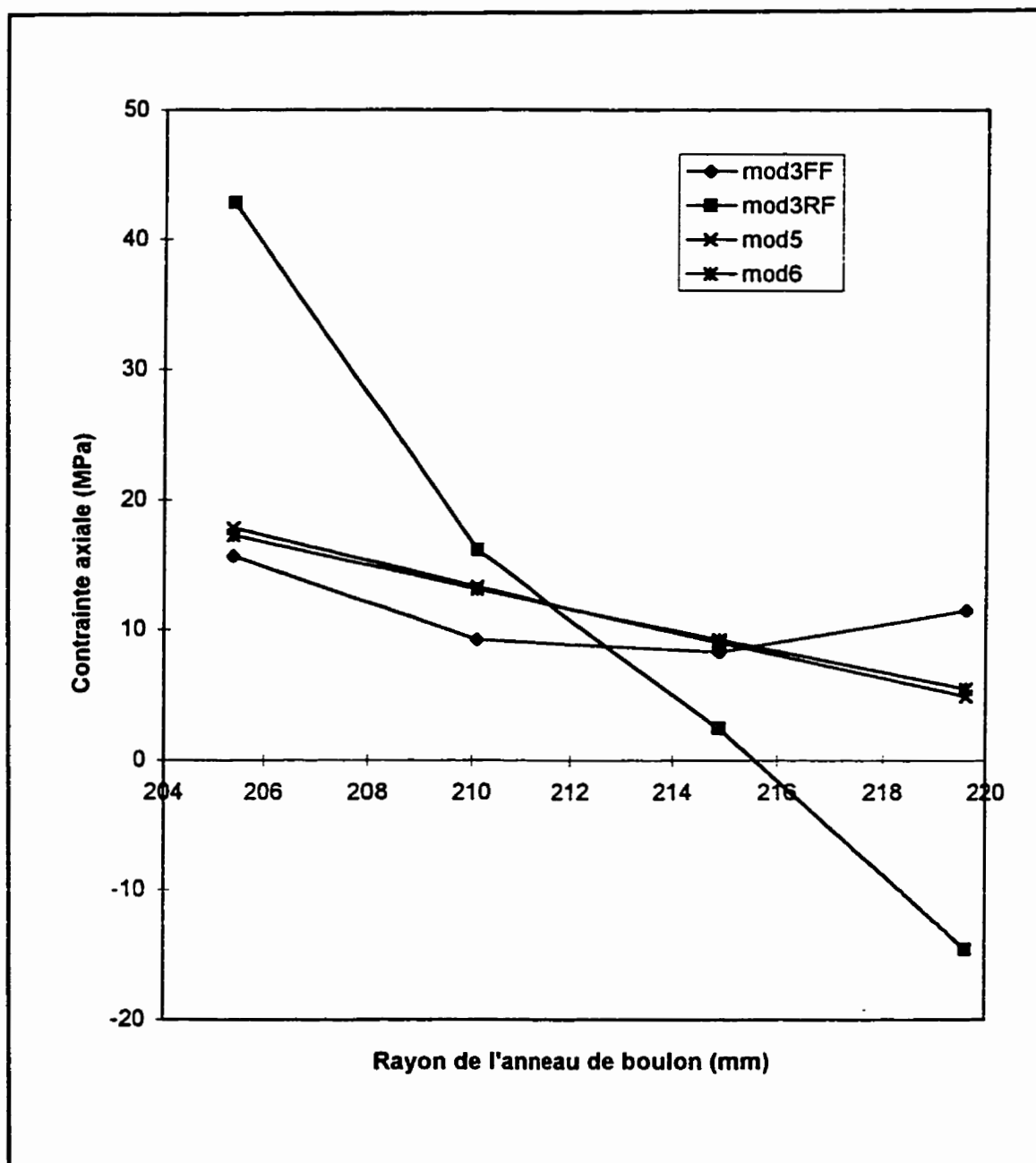


Figure 3.16 Contrainte axiale dans les boulons au préserrage

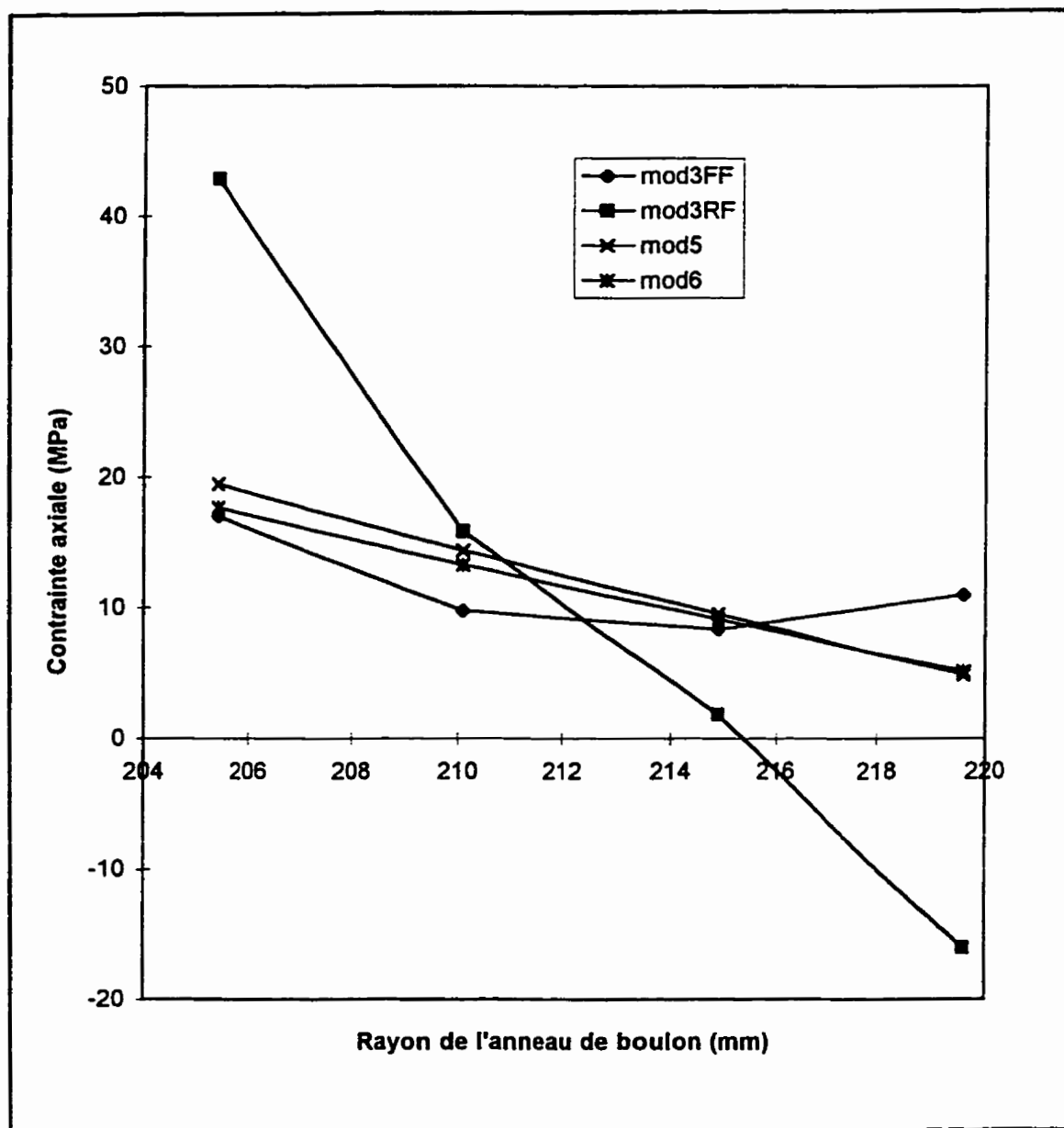


Figure 3.17 Contrainte axiale dans les boulons en opération

### 3.1.4 Brides

Les contraintes dans la bride sont également évaluées au préserrage et lors des conditions d'opération. Nous nous sommes intéressés seulement au comportement du plateau de la bride. Toutefois durant l'analyse, des vérifications ont été faites pour s'assurer que les contraintes développées dans l'enveloppe cylindrique n'ont pas dépassé les limites permises. Étant donné la grande quantité des résultats des contraintes pour les modèles étudiés et aussi pour la comparaison bride en composite versus bride métallique, nous allons seulement présenter dans ce paragraphe les résultats des contraintes tangentielles et radiales des modèles 3FF (bride en composite avec joint pleine largeur), 3RF (bride en composite à face surélevée) et le modèle 6 (bride métallique avec joint plus rigide). Les résultats des autres modèles sont présentés à l'annexe A. Toutefois, les résultats de tous les modèles sont discutés dans ce paragraphe.

De plus, au lieu par exemple de présenter les résultats des contraintes radiales et tangentielles aux faces supérieure et inférieure ou autre place spécifique de la bride pour chaque modèle, nous avons plutôt préféré présenter une distribution globale de ces contraintes à travers l'épaisseur de la bride. Ce choix est motivé par le fait que nous voulons obtenir une idée globale du comportement de telles brides surtout celles en composite. L'idéal serait d'évaluer les contraintes normales dans les diverses couches de la bride de même que les contraintes de cisaillement aux interfaces des couches, aux interfaces matrice-fibres et aux différentes jonctions des éléments de la bride. Il y a donc beaucoup d'investigation à faire dans le domaine des brides en composite. Dans tous les cas, les valeurs extrêmes obtenues dans les différentes distributions sont utilisées pour

comparer les modèles et s'assurer que les limites permises n'ont pas été dépassées dans la résistance à la rupture de ces brides.

Nous débutons d'abord cette présentation par les résultats de la déformée de chacun des modèles énumérés plus haut. Ces déformées aideront à comprendre les diverses distributions des contraintes dans la bride. Les résultats de ces déformées par rapport aux brides initiales sont présentés aux figures 3.18 à 3.20. Chacune de ces déformées a été suffisamment agrandie avec le même facteur d'agrandissement 50 pour mettre en évidence l'effet de contact des boulons et du joint avec la bride; la réalité étant évidemment moins dramatique que nous pouvons l'observer. L'effet des boulons et du joint est particulièrement remarquable pour les brides en composite, surtout celle qui utilise le joint à face surélevée (mod.3RF). Pour ce dernier cas nous observons plus l'effet du joint causant à son diamètre extérieur une compression de certains éléments de la face inférieure de la bride.

Pour ce qui est des contraintes, les figures 3.21 à 3.32 résument les contraintes tangentielles et radiales associées à ces déformées au préserrage et en opération. Afin de donner une bonne visibilité des figures sans perdre beaucoup de précision dans les résultats, huit (8) niveaux de contraintes ont été choisis. Les valeurs des contraintes sur les différentes figures sont en MPa et les  $S_{11}$  et  $S_{33}$  désignent respectivement les contraintes radiales et tangentielles. Les figures A1 à A16 en annexe A résument également les mêmes contraintes pour le reste des modèles.

Nous pouvons observer que, pour les brides en composite, les contraintes de compression les plus élevées sont observées à l'interface bride-tête des boulons alors que



celles en tension sont développées à la jonction enveloppe cylindrique-plateau de la bride. Par contre, pour les brides métalliques, les contraintes de compression les plus élevées sont développées à la face inférieure de la bride alors que celles en tension sont développées aussi à la jonction enveloppe cylindrique-plateau de la bride. De plus l'effet des contraintes locales à l'interface bride-boulons est faible pour les brides métalliques. La présence de ces contraintes locales élevées dans les brides en composite a influencé considérablement la distribution des contraintes sur la face supérieure de la bride en particulier et dans la bride en général. Étant donné que les propriétés de matériau varient à travers l'épaisseur des brides en composite, il se produit une discontinuité dans la distribution des contraintes dans de tels cas. Par contre pour les résultats du modèle 4 des brides en composite présentés à l'annexe A, ce phénomène n'est pas observé à cause de la présence dans la bride des couches de mats et de mats moulés qui possèdent pratiquement les mêmes propriétés (figures A8 à A12). La répartition des contraintes dans le cas du modèle 4 est donc semblable à celle des brides métalliques.

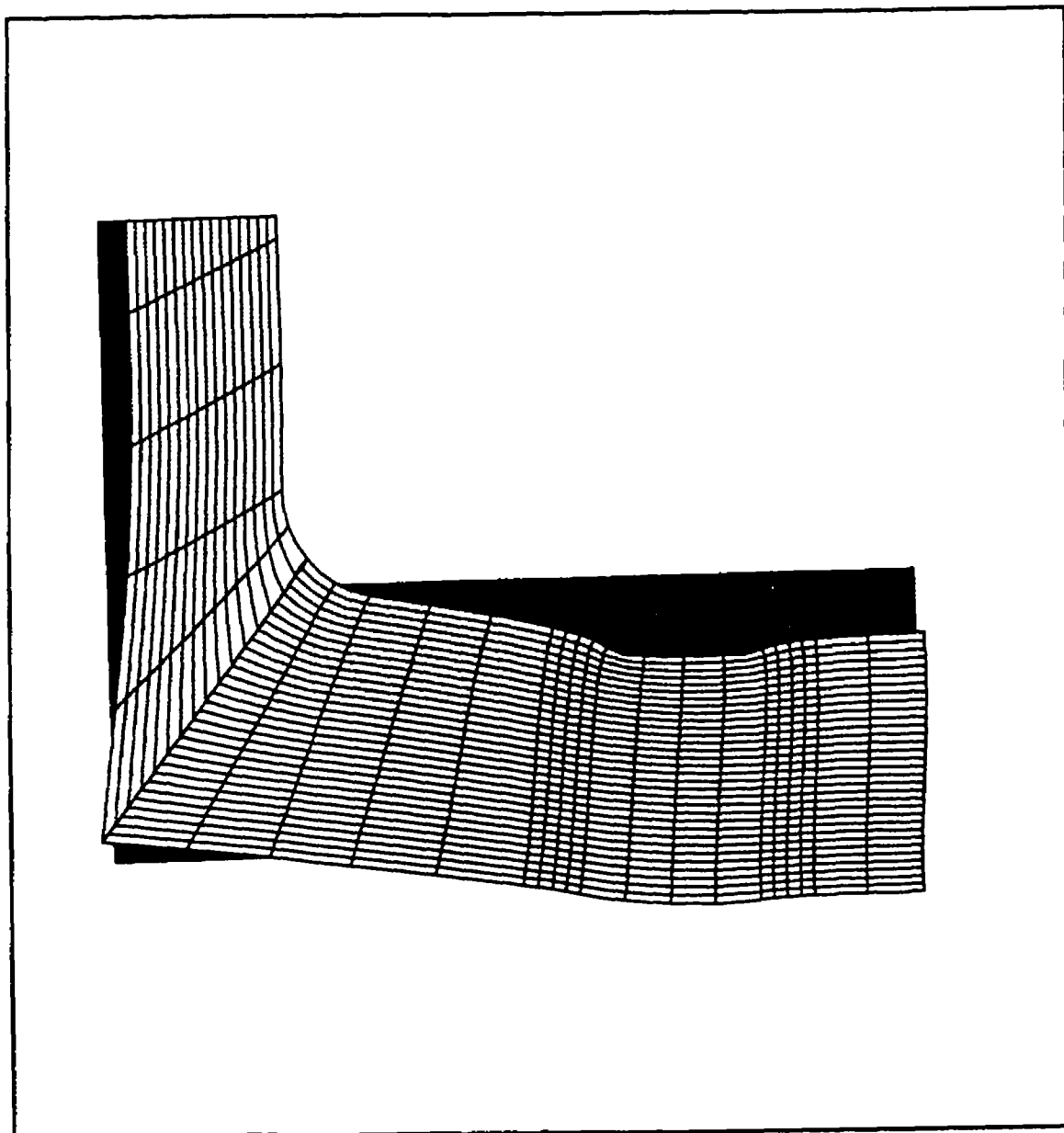


Figure 3.18 Déformée du modèle 3FF (opération)

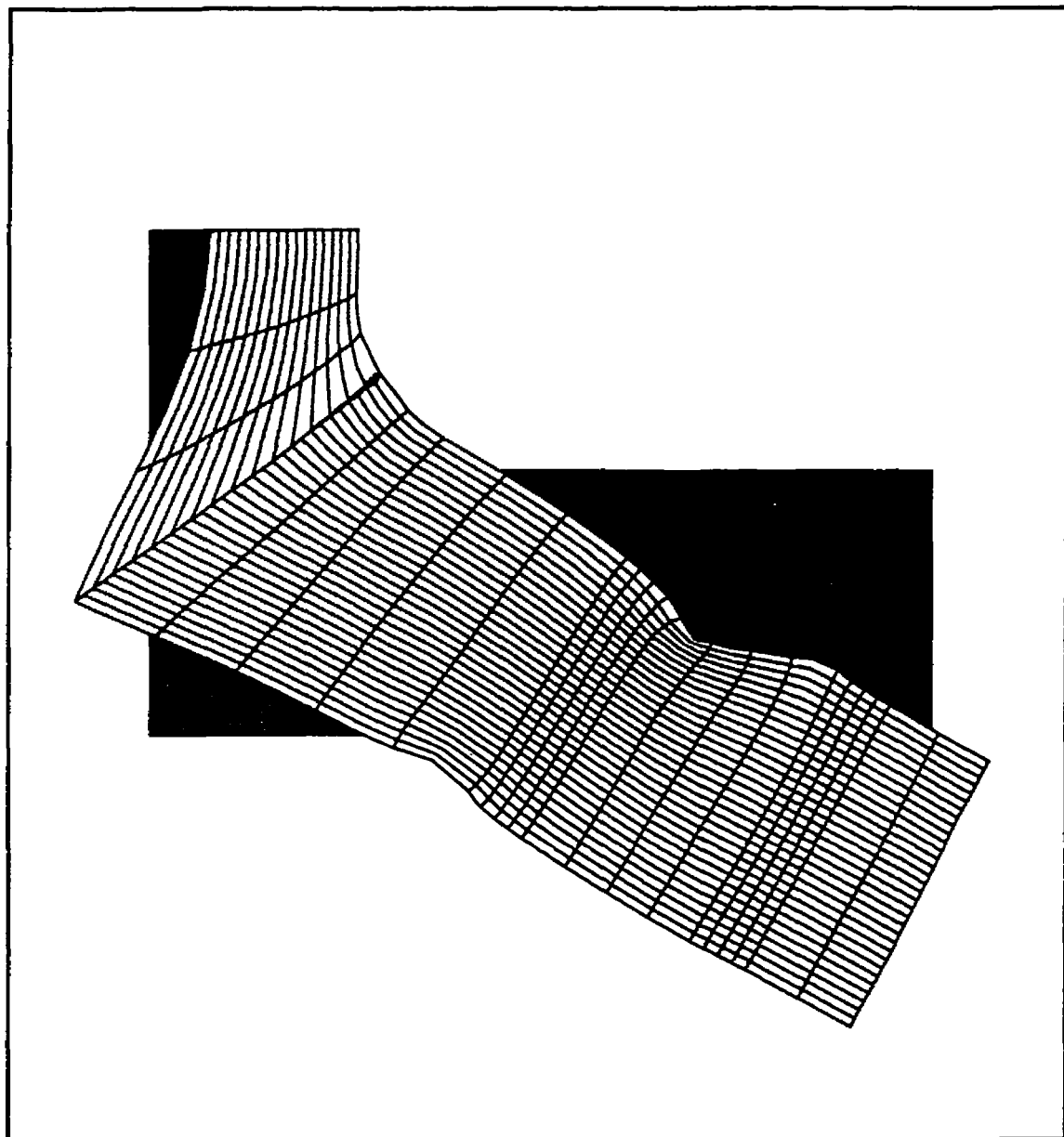


Figure 3.19 Déformée du **modèle 3RF** (opération)

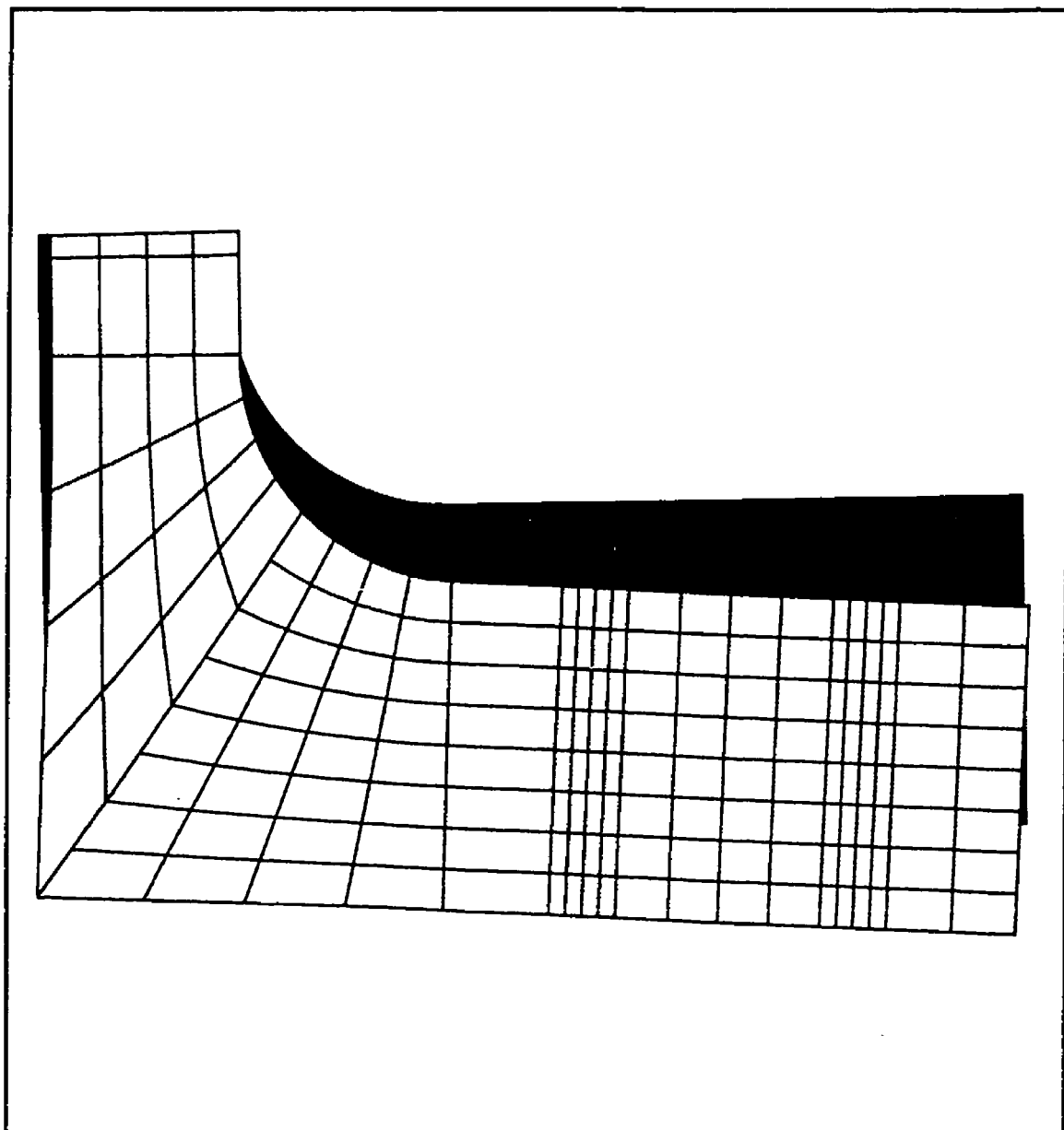


Figure 3.20 Déformée du **modèle 6** (opération)

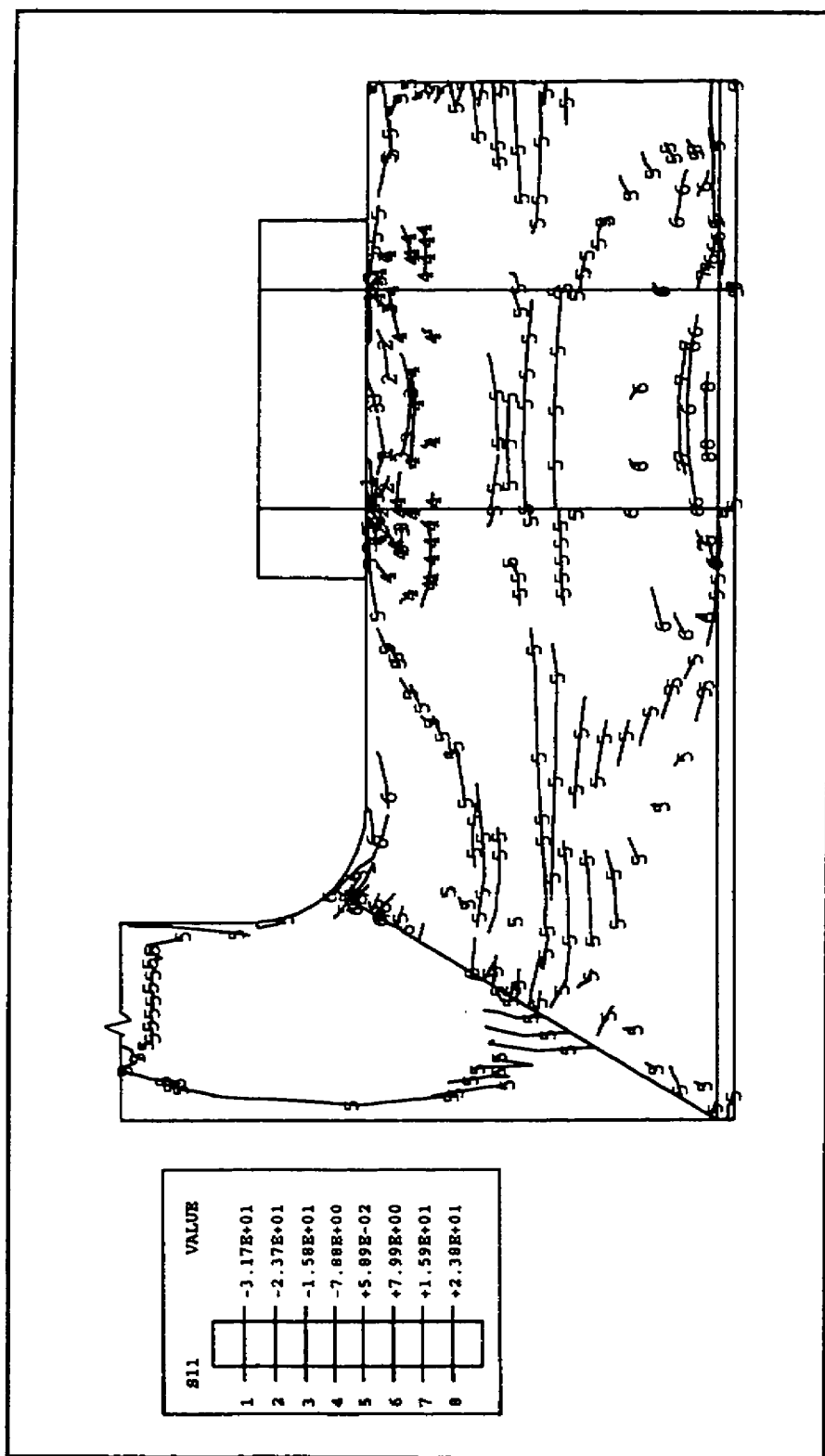


Figure 3.21 Modèle 3FF: Contrainte radiale en MPa de la bride au préserrage

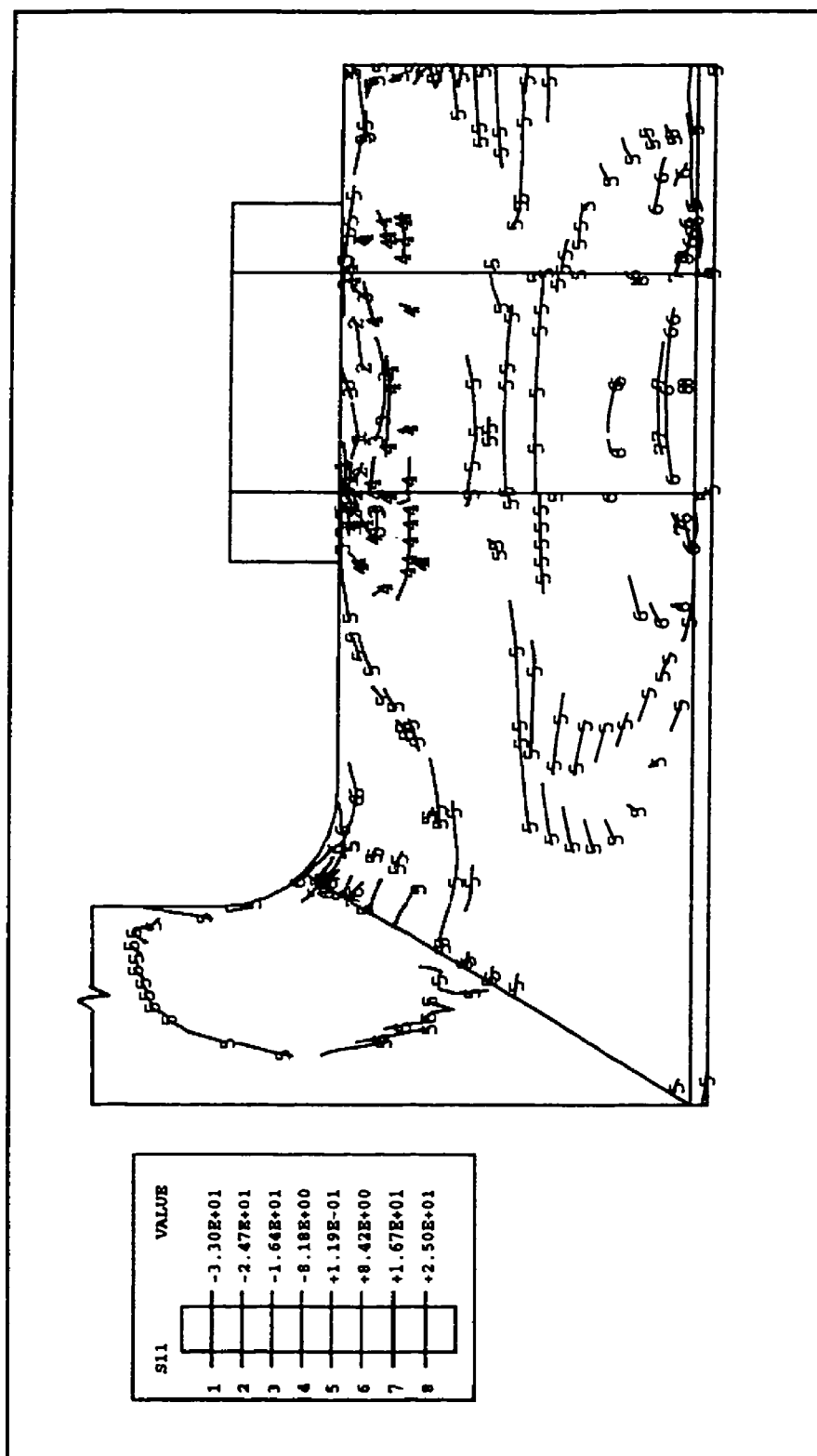


Figure 3.22 Modèle 3FF: Contrainte radiale en MPa de la bride en opération

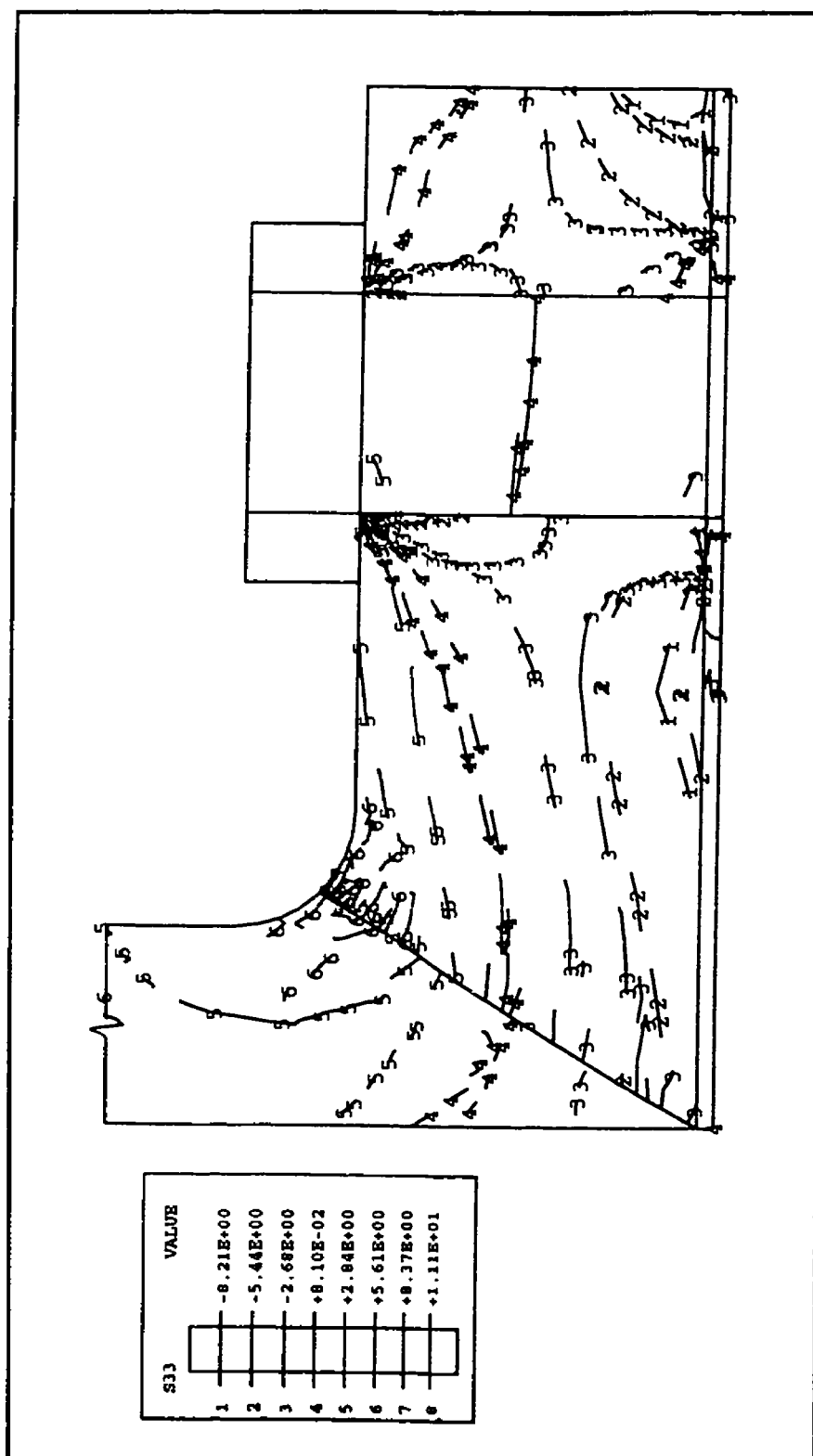


Figure 3.23 Modèle 3FF: Contrainte tangentielle en MPa de la bride au préserrage

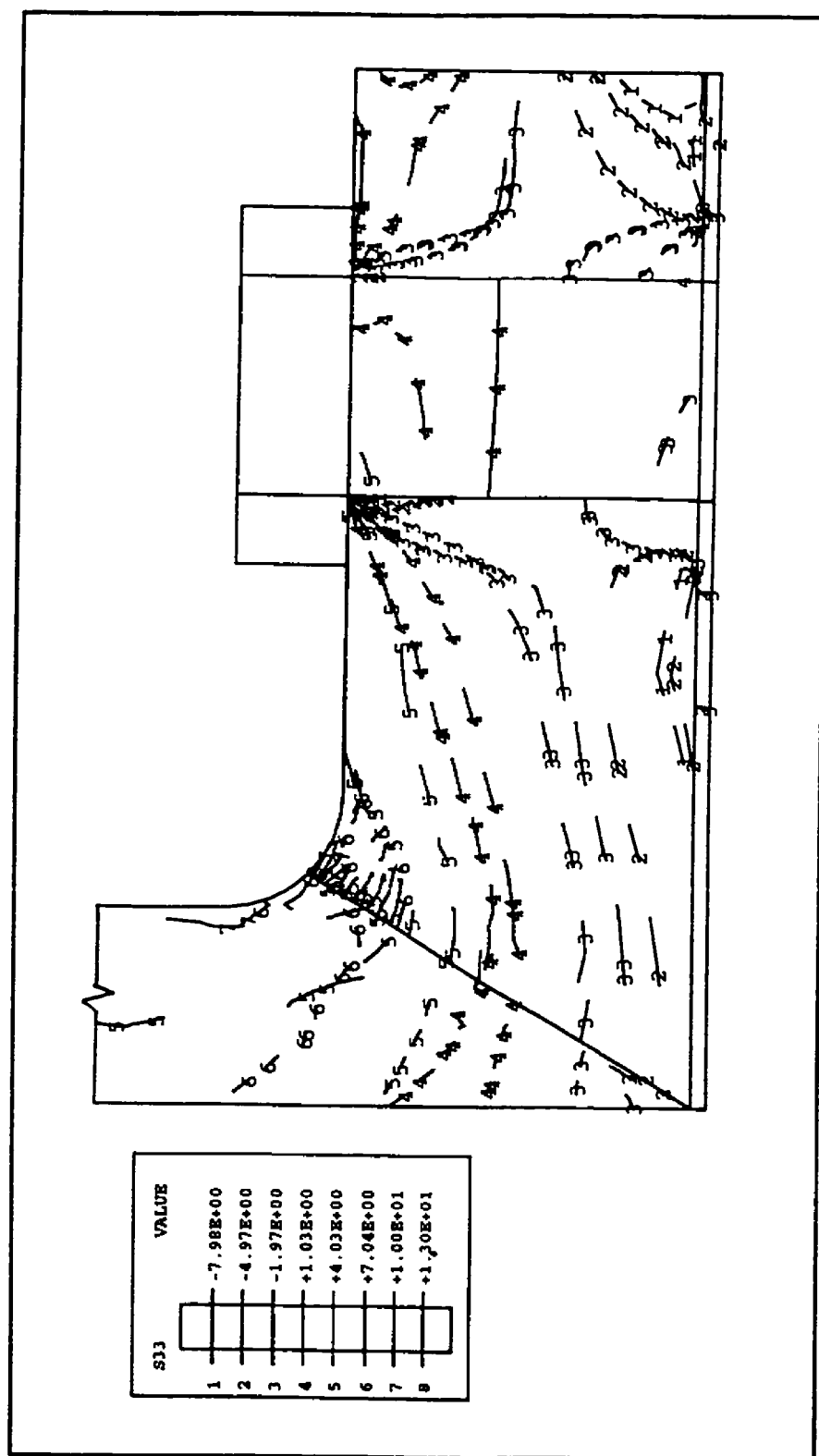


Figure 3.24 **Modèle 3FF**: Contrainte tangentielle en MPa de la bride en opération



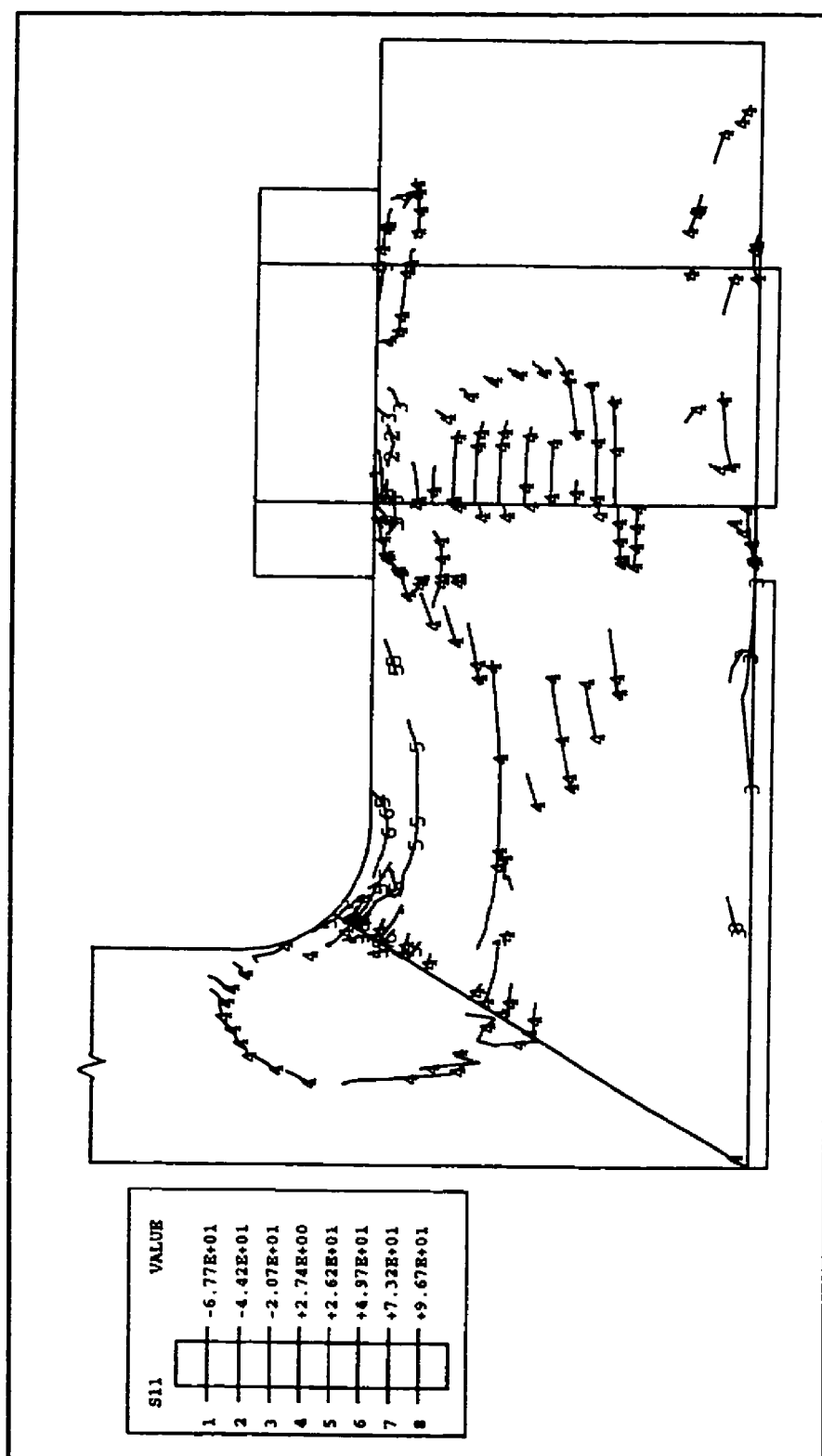


Figure 3.25 **Modèle 3RF**: Contrainte radiale en MPa de la bride au préserrage

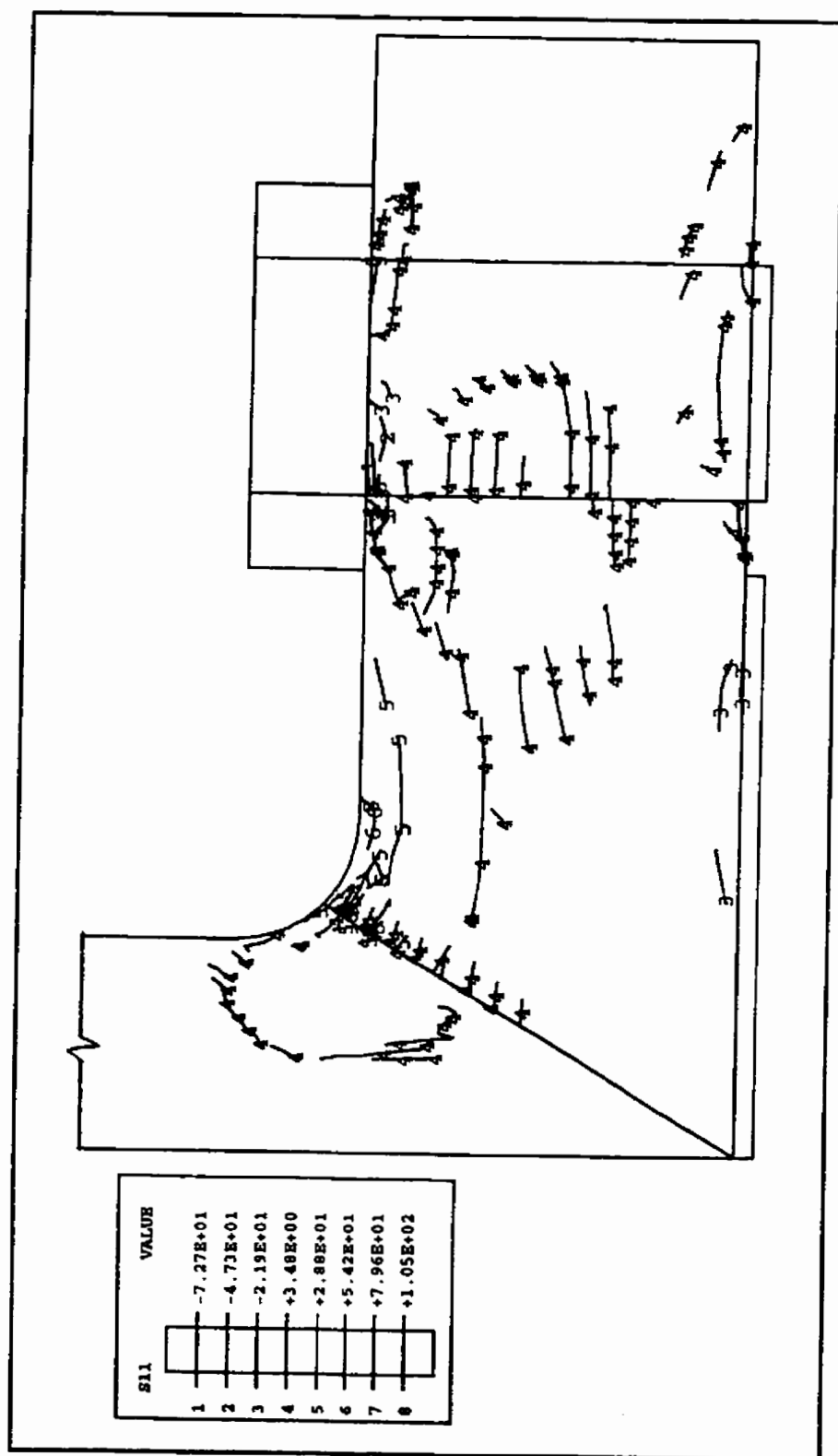


Figure 3.26 **Modèle 3RF**: Contrainte radiale en MPa de la bride en opération

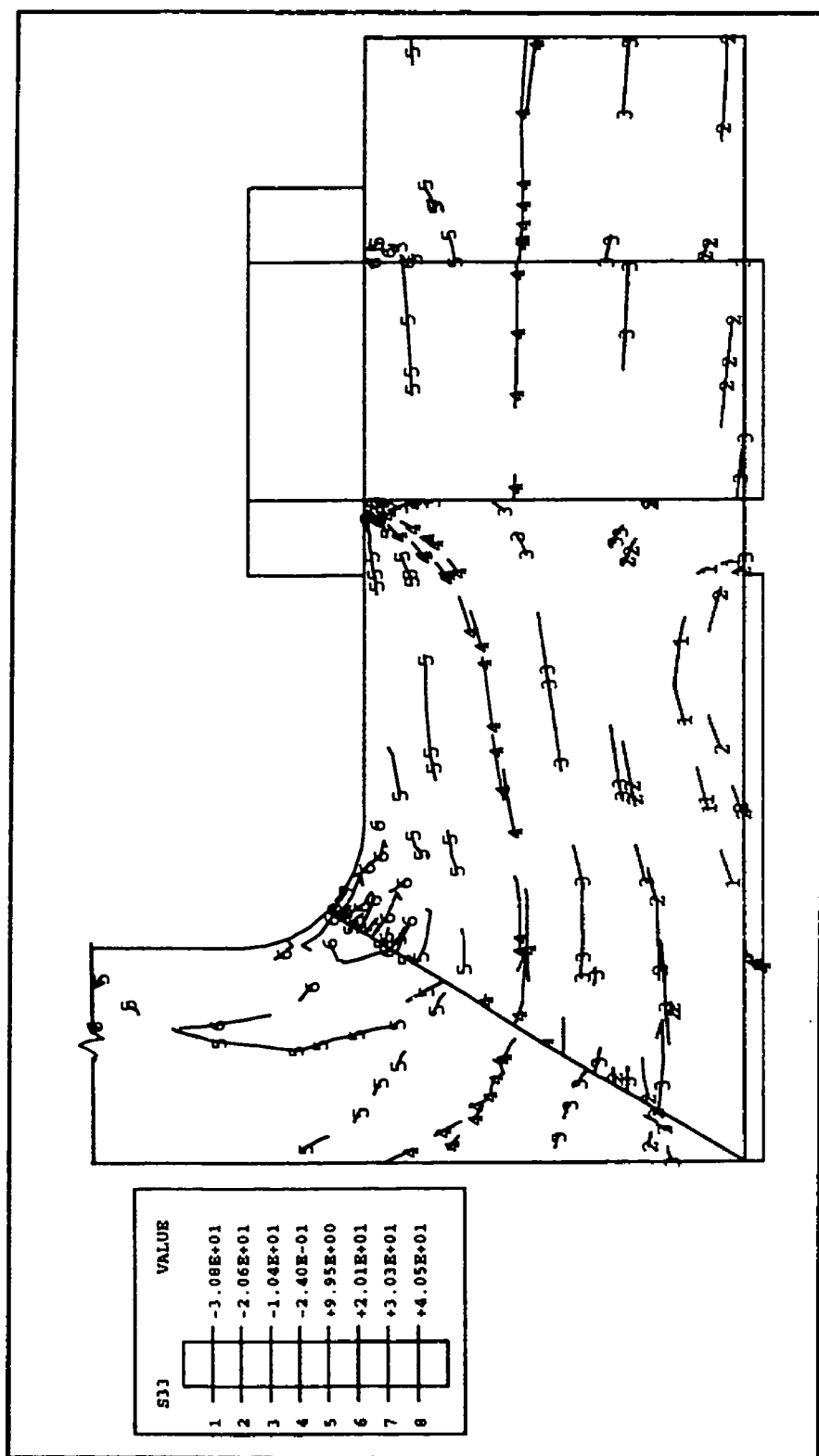


Figure 3.27 Modèle 3RF: Contrainte tangentielle en MPa de la bride au préserrage

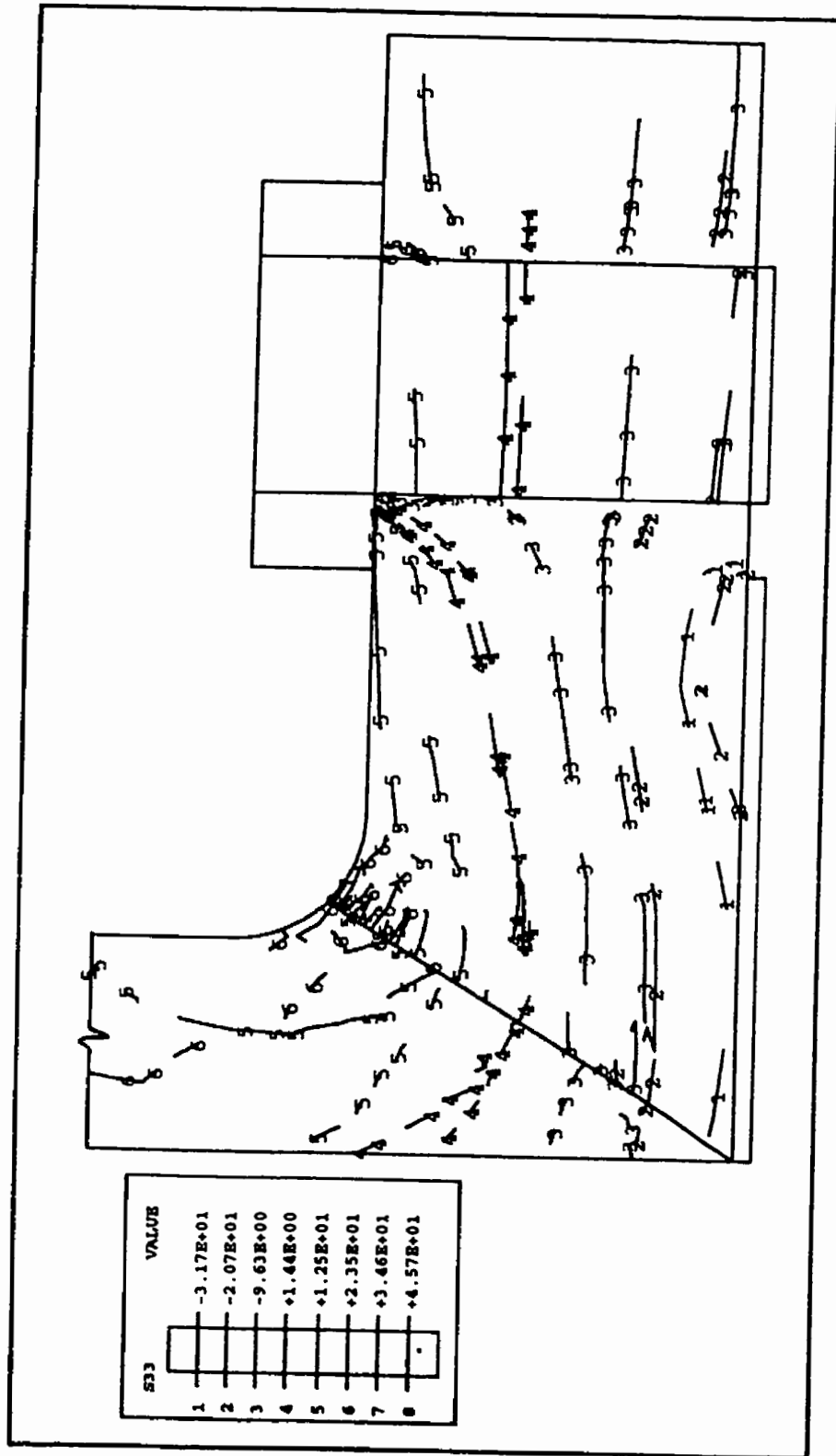


Figure 3.28 Modèle 3RF: Contrainte tangentielle en MPa de la bride en opération

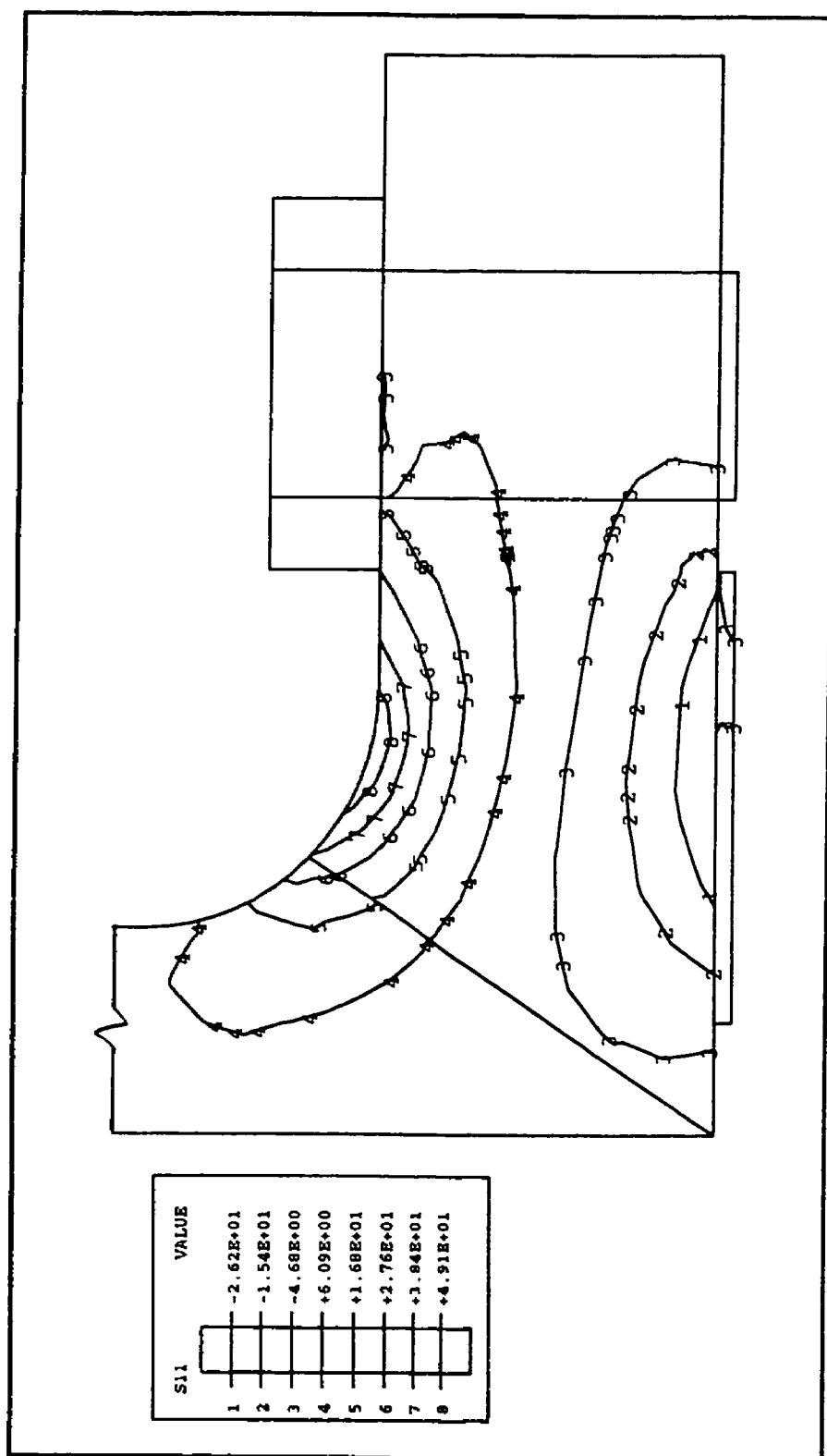


Figure 3.29 **Modèle 6**: Contrainte radiale en MPa de la bride au préserrage

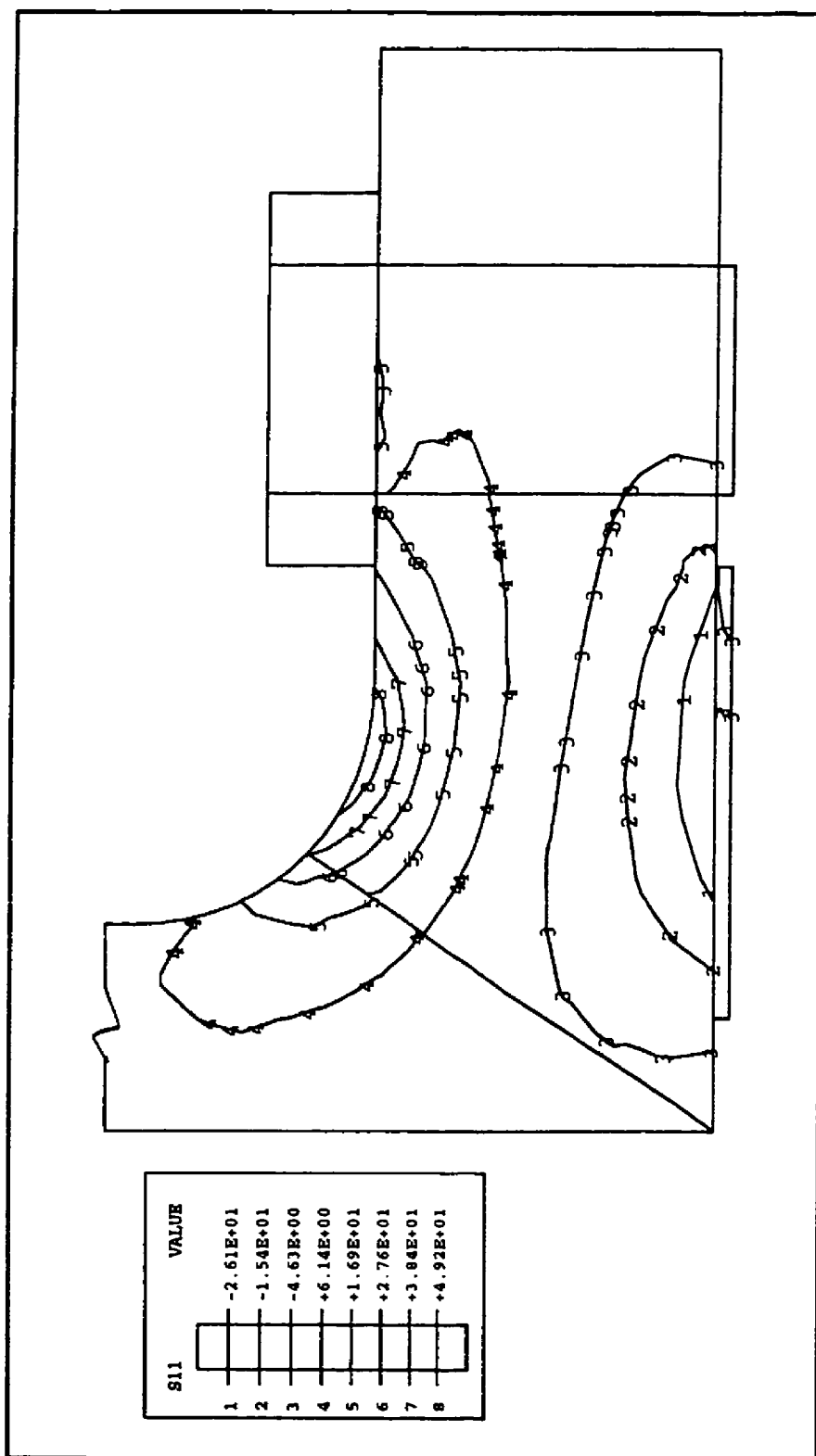


Figure 3.30 **Modèle 6**: Contrainte radiale en MPa de la bride en opération

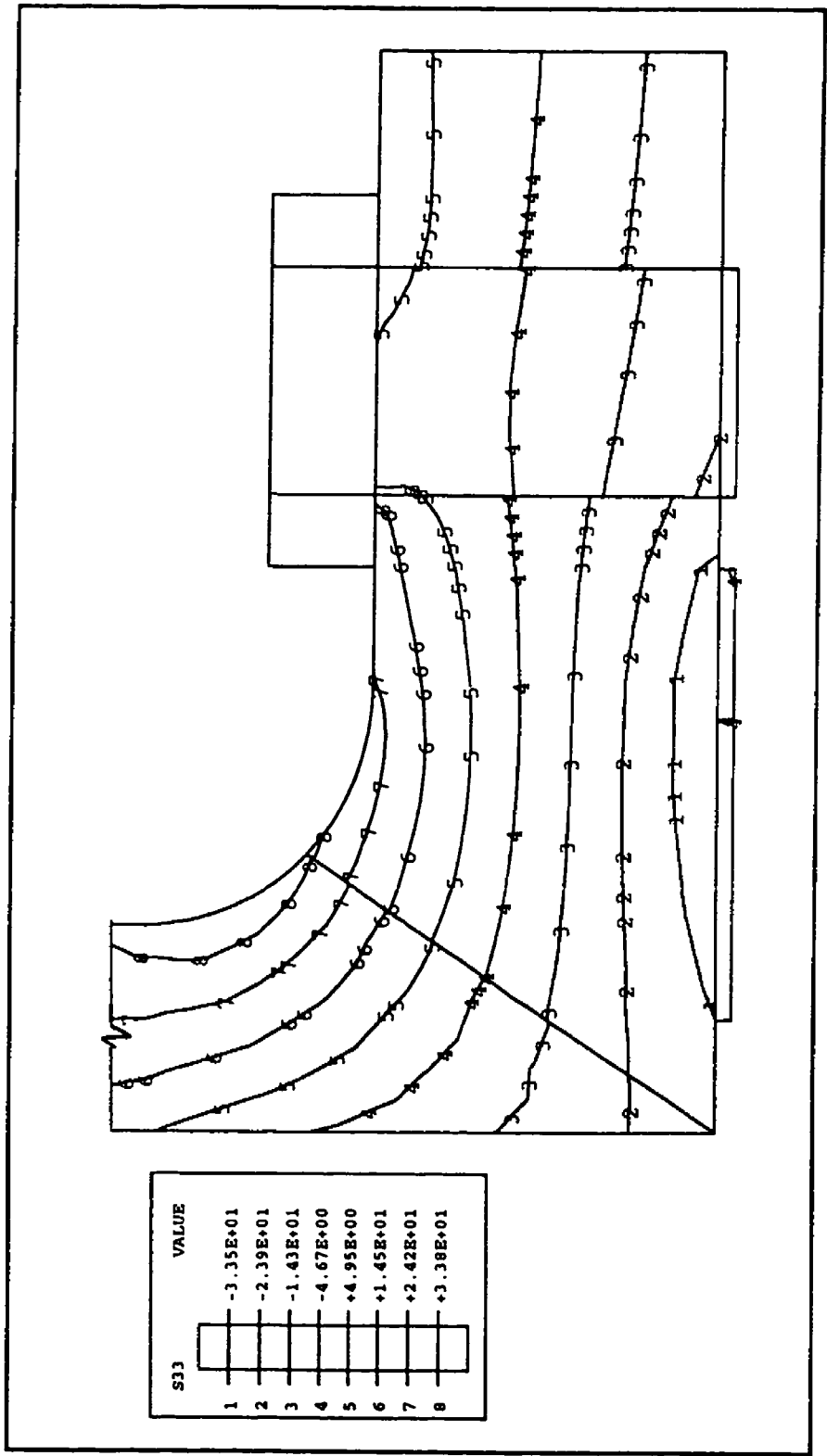


Figure 3.31 **Modèle 6:** Contrainte tangentielle en MPa de la bride au préserrage

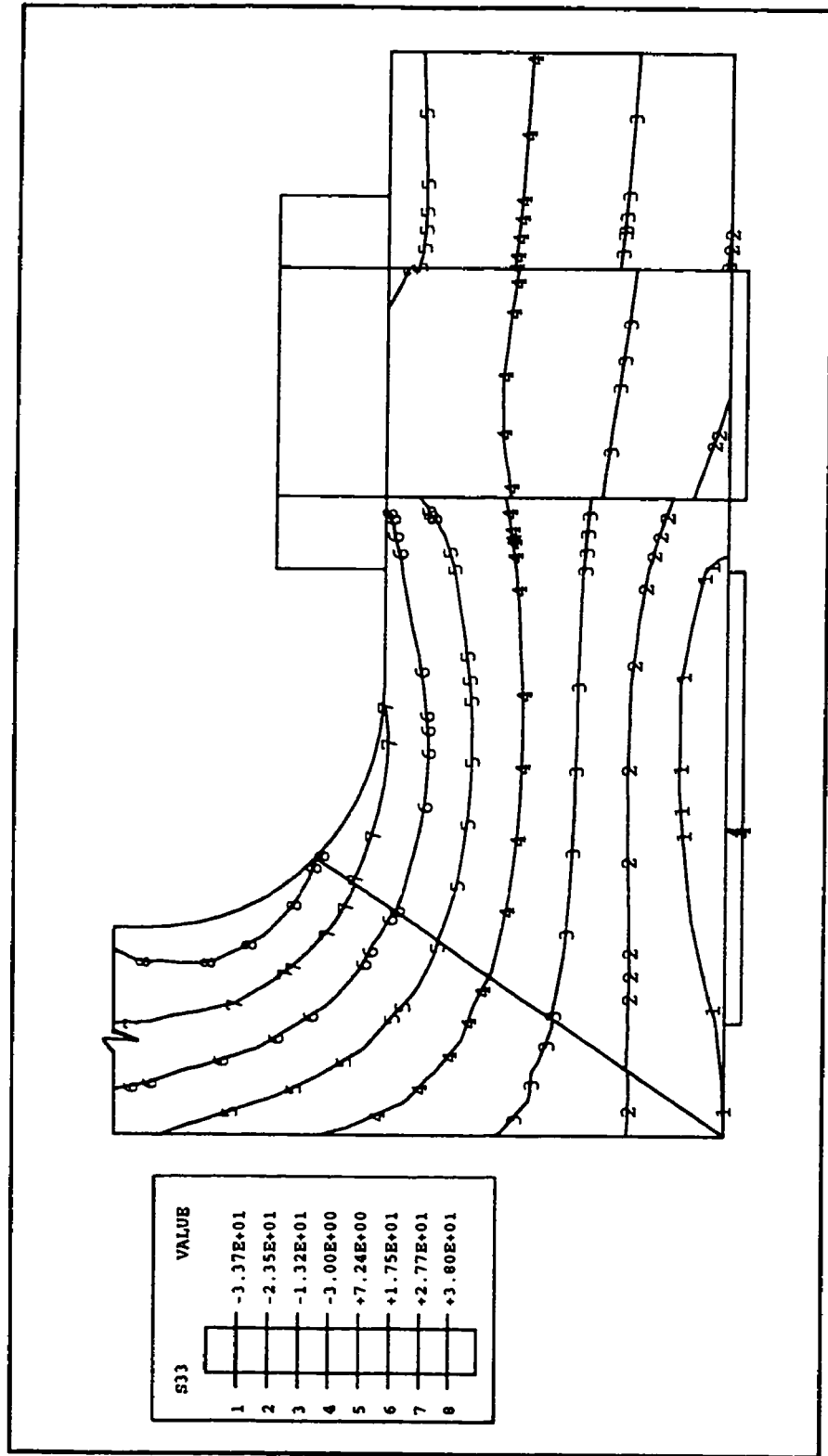


Figure 3.32 **Modèle 6:** Contrainte tangentielle en MPa de la bride en opération



Les tableaux 3.4 et 3.5 résument respectivement la variation des contraintes radiales et tangentielles à travers l'épaisseur de la bride pour les différents modèles considérés. Ces tableaux contiennent également l'information sur l'état de rupture de chaque bride. Cette rupture est caractérisée par la valeur de  $R$ ,  $R$  étant défini de la façon suivante:

$$R = \frac{\text{Contrainte de rupture}}{\text{Contrainte obtenue par analyse}}$$

Il y aura rupture lorsque  $R \leq 1$ .

Pour les brides en composite, les contraintes minimales et maximales sont développées dans les couche formée de mats à fils coupés. La contrainte de rupture des composites en tension comme en compression dans les directions des fibres et perpendiculaires aux fibres est égale à 133 MPa. Pour les brides métalliques, la contrainte de rupture des aciers est égale à 241 MPa.

Tableau 3.4 Variation de la contrainte radiale  $S_{11}$  à travers l'épaisseur des brides

		Minimum (MPa)	R	Maximum (MPa)	R
Modèle 1	préserrage	-32,7	4,06	17,5	7,60
	pression	-34,5	3,85	18,1	7,34
Modèle 2	préserrage	-29,9	4,44	17,6	7,55
	pression	-31	4,29	18,1	7,34
Modèle 3 (face plate)	préserrage	-31,7	4,19	23,8	5,58
	pression	-33	4,03	25	5,32
Modèle 3 (face surélevée)	préserrage	-67,7	1,96	96,7	1,37
	pression	-72,7	1,86	84,3	1,27
Modèle 4	préserrage	-22,8	5,83	14,3	9,30
	pression	-24,5	5,42	11,5	11,56
Modèle 5 (joint mou)	préserrage	-27,5	8,76	51,9	4,64
	pression	-28,9	8,33	54,8	4,39
Modèle 6 (joint rigide)	préserrage	-26,2	9,19	49,1	4,90
	pression	-26,1	9,23	49,2	4,89

Tableau 3.5 Variation de la contrainte radiale  $S_{11}$  pour 2, 3 et 4 fois la pression (3FF, 3RF)

		Minimum (MPa)	R	Maximum (MPa)	R
Modèle 3FF	2 x pression	-35,8	3,71	28,7	4,63
	3 x pression	-40,7	3,26	31,1	4,27
	4 x pression	47,5	2,80	46,3	2,87
Modèle 3RF	2 x pression	-75,7	1,75	110	1,21
	3 x pression	-78,7	1,69	116	1,15
	4 x pression	-83,2	1,60	124	1,07

Tableau 3.6 Variation de la contrainte tangentielle  $S_{33}$  à travers l'épaisseur des brides

		Minimum (MPa)	R	Maximum (MPa)	R
Modèle 1	préserrage	-8,61	15,44	6,77	19,64
	pression	-8,5	15,64	8,52	15,61
Modèle 2	préserrage	-8,55	15,55	4,02	33,08
	pression	-7,44	17,87	6,9	19,27
Modèle 3 (face plate)	préserrage	-8,21	16,19	11,1	11,98
	pression	-7,98	16,66	13	10,23
Modèle 3 (face surélevée)	préserrage	-30,8	4,31	40,5	3,28
	pression	-28,4	4,68	36,1	3,68
Modèle 4	préserrage	-16	8,31	8,87	14,99
	pression	-15,7	8,47	14	9,5
Modèle 5 (joint mou)	préserrage	-36,1	6,67	38,3	6,29
	pression	-38,4	6,27	44,7	5,39
Modèle 6 (joint rigide)	préserrage	-33,5	7,19	33,8	7,13
	pression	-33,7	7,15	38,0	6,34

Nous pouvons conclure à partir des résultats précédents que le modèle 3FF de bride en composite utilisant un joint d'étanchéité pour bride à face surélevée présente les résultats de contraintes les plus élevés (la valeur de R la plus faible) de tous les modèles pour les contraintes radiales comme pour les contraintes tangentielles (figures 3.25 à 3.28). Les valeurs de R de ce modèle pour la pression de design (345 KPa) sont les plus

proches des conditions de rupture (1,27 pour la contrainte radiale et 3,28 pour la contrainte tangentielle) sans toute fois faillir. De plus la variation de contraintes radiales est beaucoup plus importante pour les brides en composite que celle des contraintes tangentielles. Ceci est causé par des valeurs élevées obtenues pour les contraintes radiales à l'interface bride-tête des boulons. Ce phénomène n'est pas observé au niveau des brides métalliques car les contraintes de contact sont très faibles. Par contre lorsque la pression est doublée, triplée ou quadruplée, le tableau 3.5 montre que la bride en composite à face surélevée (3RF) est presque à la limite de rupture à l'intersection plateau-enveloppe cylindrique. La valeur de R n'est plus que de 1,07 pour la contrainte radiale (aucun problème ne s'est posé pour la contrainte tangentielle).

Une étude comparative est effectuée également pour la rotation de la bride. Cette rotation est déterminée à l'axe médian du plateau de la bride pour chaque modèle. Le tableau 3.6 résume les résultats des rotations. Pour tous les modèles de brides considérés, on observe une augmentation de rotation de la bride lorsque l'on passe du préserrage à la pression. La rotation la plus élevée est observée encore dans le modèle 3RF. Notons que le modèle 6 de bride métallique utilisant le joint rigide n'a pratiquement pas bougé sinon très peu. Ce phénomène peut être expliqué par le fait que pour de telles brides la pression d'opération de 345 KPa (50 psi) est très faible. La rotation de la bride en composite à face surélevée (modèle 3FF) est évidemment la plus élevée de tous les modèles. Ceci a eu pour conséquence l'obtention des contraintes élevées dans cette bride comme nous

l'avons mentionné plus haut. La plus faible rotation est observée pour le modèle 2 tant au presserrage qu'en opération.

Tableau 3.7 Comparaison de la rotation de la bride pour différents cas étudiés

	PRÉSSERAGE	PRESSIION	$\Delta\theta$ (en degré)
	$\theta_{\perp}$ (en degré)	$\theta_{\perp}$ (en degré)	
Mod. 1	0,2005	0,2349	0,0344
Mod. 2	0,1203	0,1317	0,0114
Mod. 3 (FF)	0,1776	0,2026	0,0286
Mod 3 (RF)	0,9968	1,088	0,0916
Mod. 4	0,2120	0,2463	0,0343
Mod. 5	0,0802	0,0859	0,0057
Mod. 6	0,0744	0,0744	0,0

On peut dire à travers ces différents résultats (déformée, rotation , contraintes) que la bride en composite à face surélevée est celle qui présente le comportement le plus sévère de tous les modèles étudiés. Mais utilisées avec un joint pleine largeur et à pression faible , les brides en composites, à part les contraintes locales excessives aux interfaces qu'on peut d'ailleurs éviter, présente un comportement aussi bon que les brides métalliques.

### **3.2 ÉTUDE COMPARATIVE DES RÉSULTATS AVEC CEUX OBTENUS DE LA LITTÉRATURE**

Les résultats des contraintes radiales et tangentielles de la bride, obtenus par éléments finis pour le modèle 3 avec un joint pleine largeur (modèle 3FF) sont comparés à ceux obtenus par Sun (1995) en utilisant la théorie des stratifiés de même que la méthode des éléments finis dans ces différents travaux. Ces contraintes sont évaluées à la face supérieure de la bride en contact avec les boulons et à la face inférieure de la bride en contact avec le joint. Les conditions d'analyse sont les mêmes que celles de Sun (1995). Les figures 3.33 à 3.40 présentent les résultats de cette comparaison. Les résultats des contraintes obtenus pour le modèle 3FF et ceux obtenus par Sun (1995) par éléments finis sont très différents de ceux données par la théorie des stratifiés. Ceci s'explique en partie par la non considération de la présence des trous de boulons dans la théorie des stratifiés.

Pour la partie de la face supérieure de la bride située avant et après les trous des boulons (zones A-C et D-E), on peut dire tout au plus que les contraintes obtenues pour le modèle 3FF affichent la même allure décroissante du diamètre intérieur vers le diamètre extérieur que celles trouvées par la théorie des stratifiés sans toutefois avoir les mêmes valeurs. Par contre, dans la zone C-D, l'influence des trous des boulons s'est faite sentir. En effet, dans cette zone, les contraintes radiales sont en compression au lieu de la tension selon la théorie des stratifiés (figures 3.33 et 3.34). Par contre, les contraintes tangentielles sont en compression seulement aux points de contact C et D avec la tête des

boulons et conservent la même tendance obtenue par la théorie des stratifiés ailleurs (figures 3.35 et 3.36).

Les remarques précédentes ne sont pas observées à la face inférieure de la bride du modèle 3FF (figures 3.37 à 3.40). Le comportement est différent avec celui de la théorie des stratifiés dans les zones sans trous (zones A-C et D-E) de même que dans la zone contenant les trous des boulons (zone C-D). La réduction de la rigidité du joint et de la bride au niveau des trous des boulons peuvent expliquer la répartition des contraintes observées dans la zone C-D.

Quant à la comparaison du modèle 3FF avec celui de Sun, les résultats sont très différents mais dans les deux cas, les résultats montrent bien que les trous de boulons ont été pris en considération dans les modèles. Toutefois, on peut remarquer que, dans les résultats de Sun (1995), seulement quatre points clés ont été utilisés pour tracer le contour des contraintes perdant ainsi les informations intermédiaires. Le manque d'autres résultats analytiques et expérimentaux nous empêche de tirer des conclusions précises. Même si certains résultats ont été trouvés dans la littérature, l'absence d'informations, entre autre les propriétés des composites utilisés, fait que ces résultats sont malheureusement inexploitable. Plusieurs tentatives menées pour avoir accès à des informations complémentaires ont été vaines rendant difficile tout jugement des résultats comparés dans ce paragraphe. Nous pouvons conclure que, même si une certaine tendance se dessine parfois dans les contraintes, le comportement global dans l'ensemble pour le modèle 3FF est très différent avec celui de la théorie des stratifiés de même que certains résultats de la littérature.

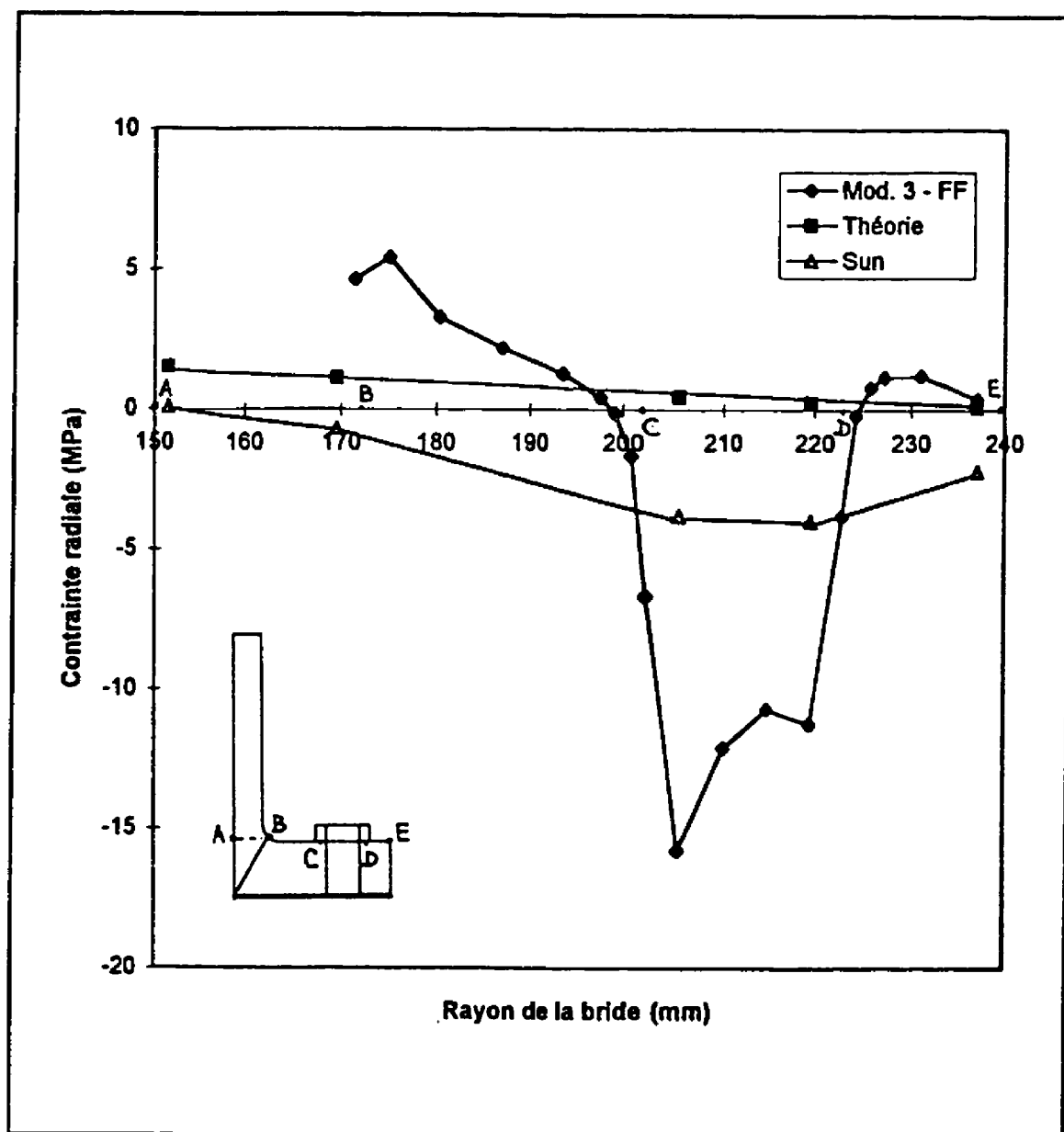


Figure 3.33 Étude comparative de la contrainte radiale à la face supérieure de la bride :  
préserrage



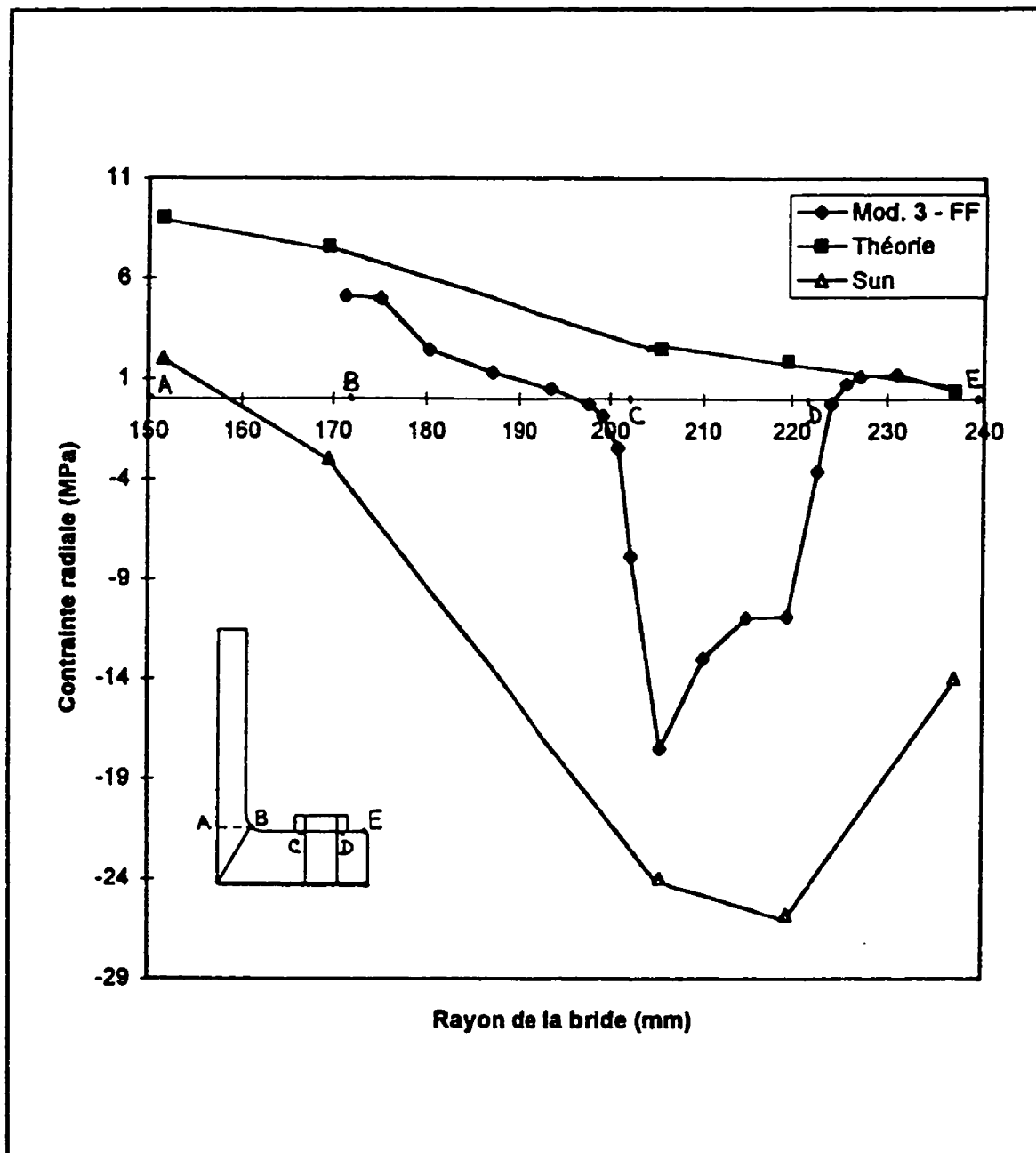


Figure 3.34 Étude comparative de la contrainte radiale à la face supérieure de la bride :  
avec pression

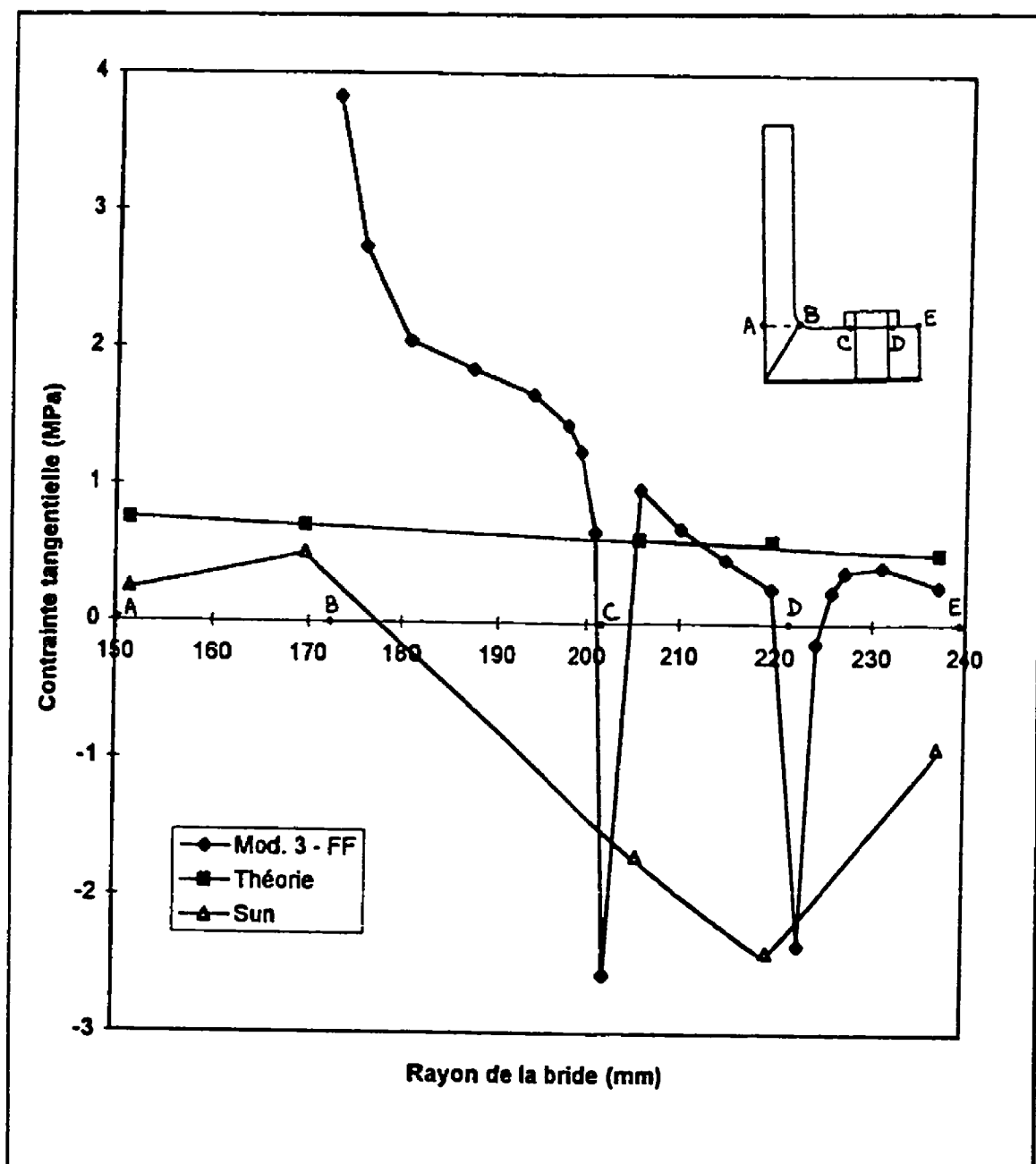


Figure 3.35 Étude comparative de la contrainte tangentielle à la face supérieure de la bride : préserrage

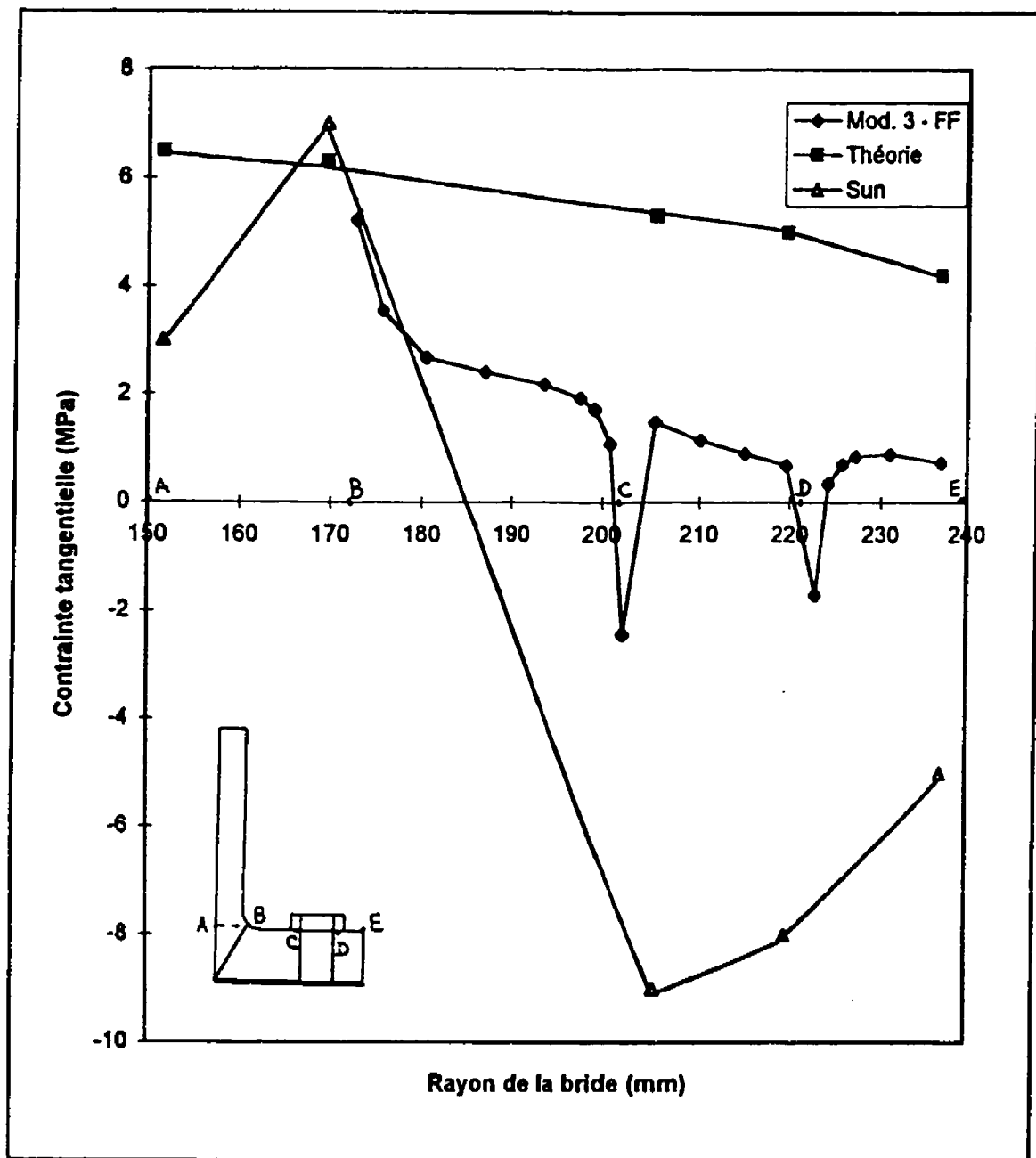


Figure 3.36 Étude comparative de la contrainte tangentielle à la face supérieure de la bride : avec pression

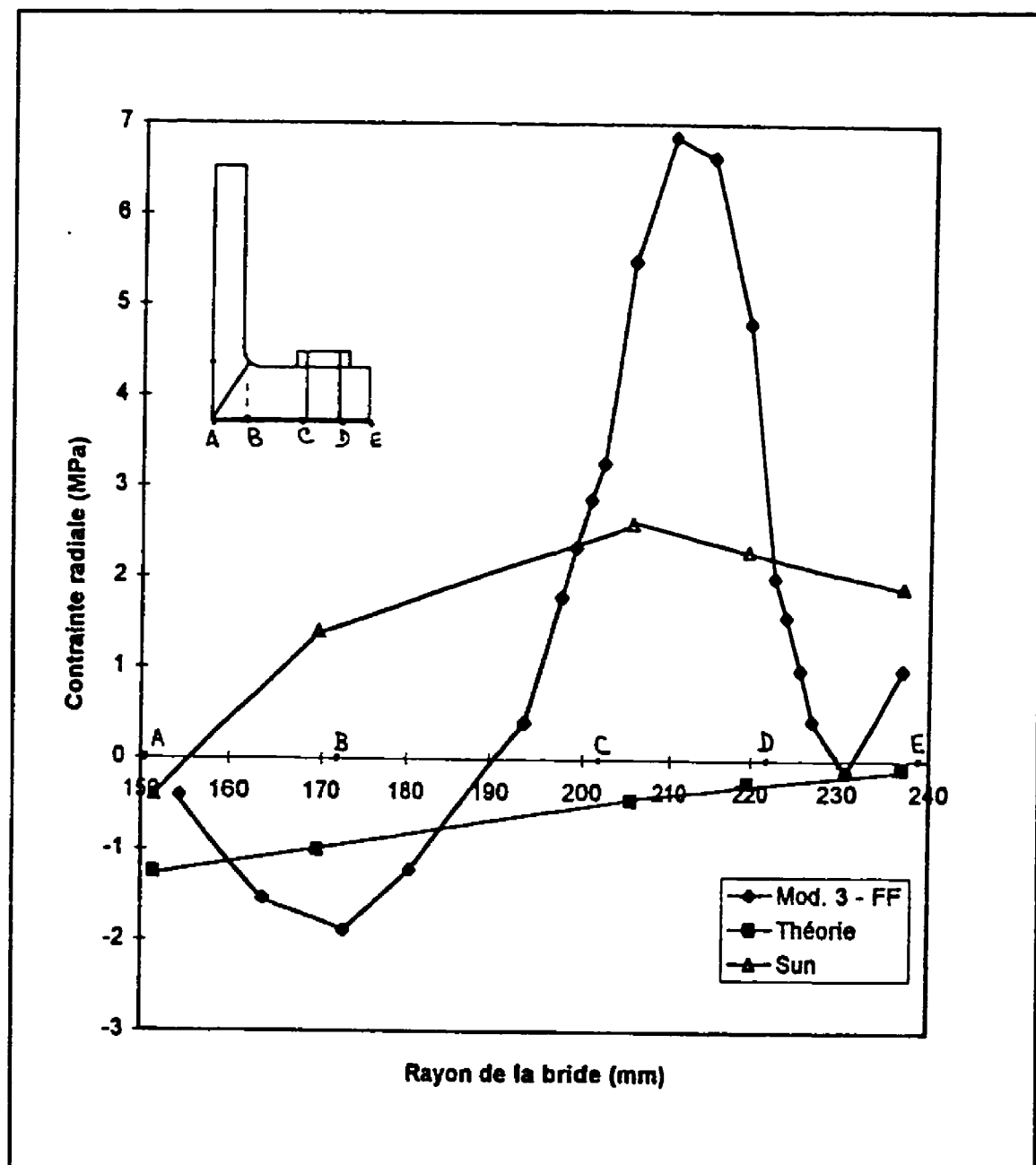


Figure 3.37 Étude comparative de la contrainte radiale à la face inférieure de la bride :  
préserrage

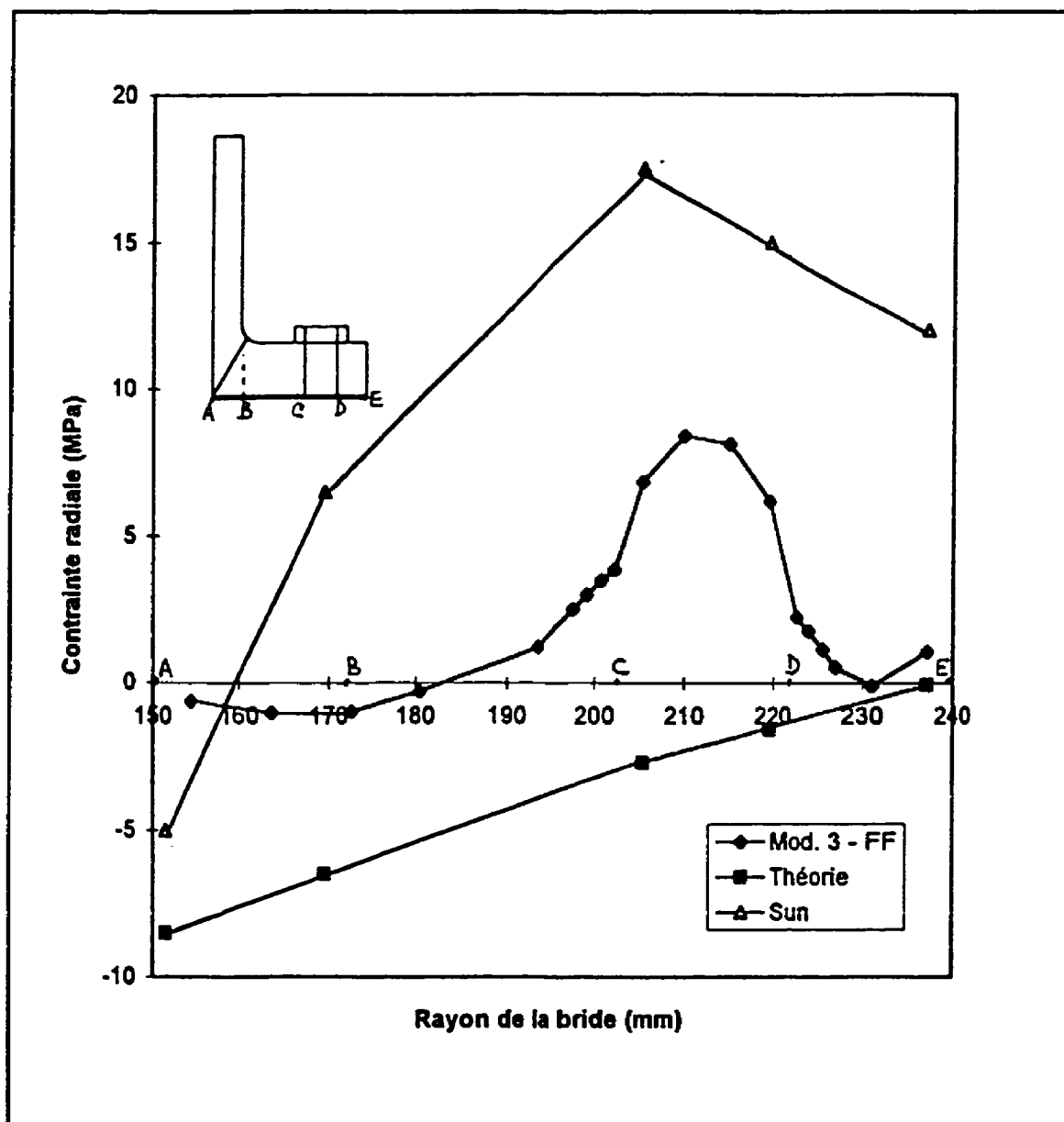


Figure 3.38 Étude comparative de la contrainte radiale à la face inférieure de la bride :  
avec pression

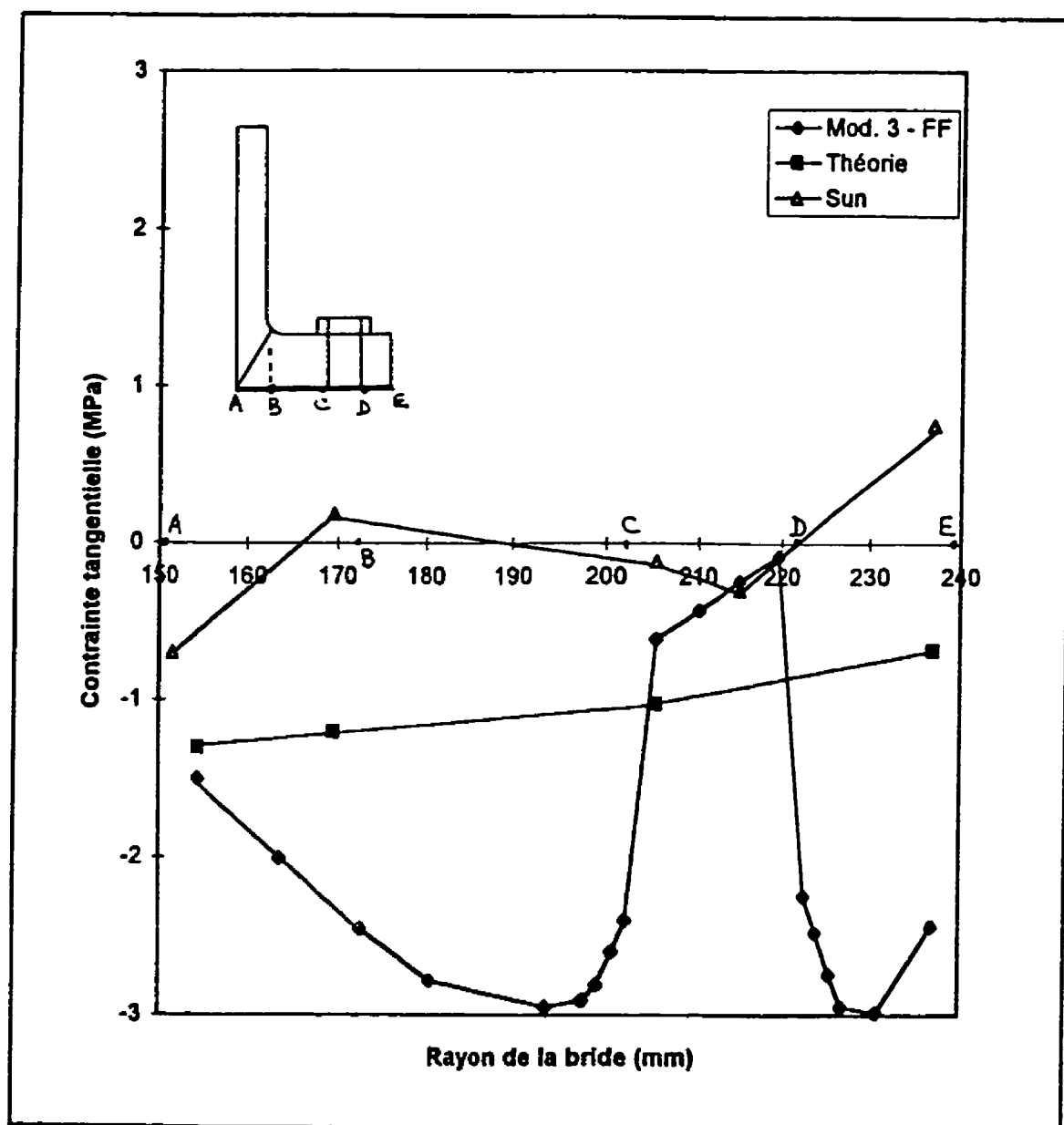


Figure 3.39 Étude comparative de la contrainte tangentielle à la face inférieure de la bride préserrage

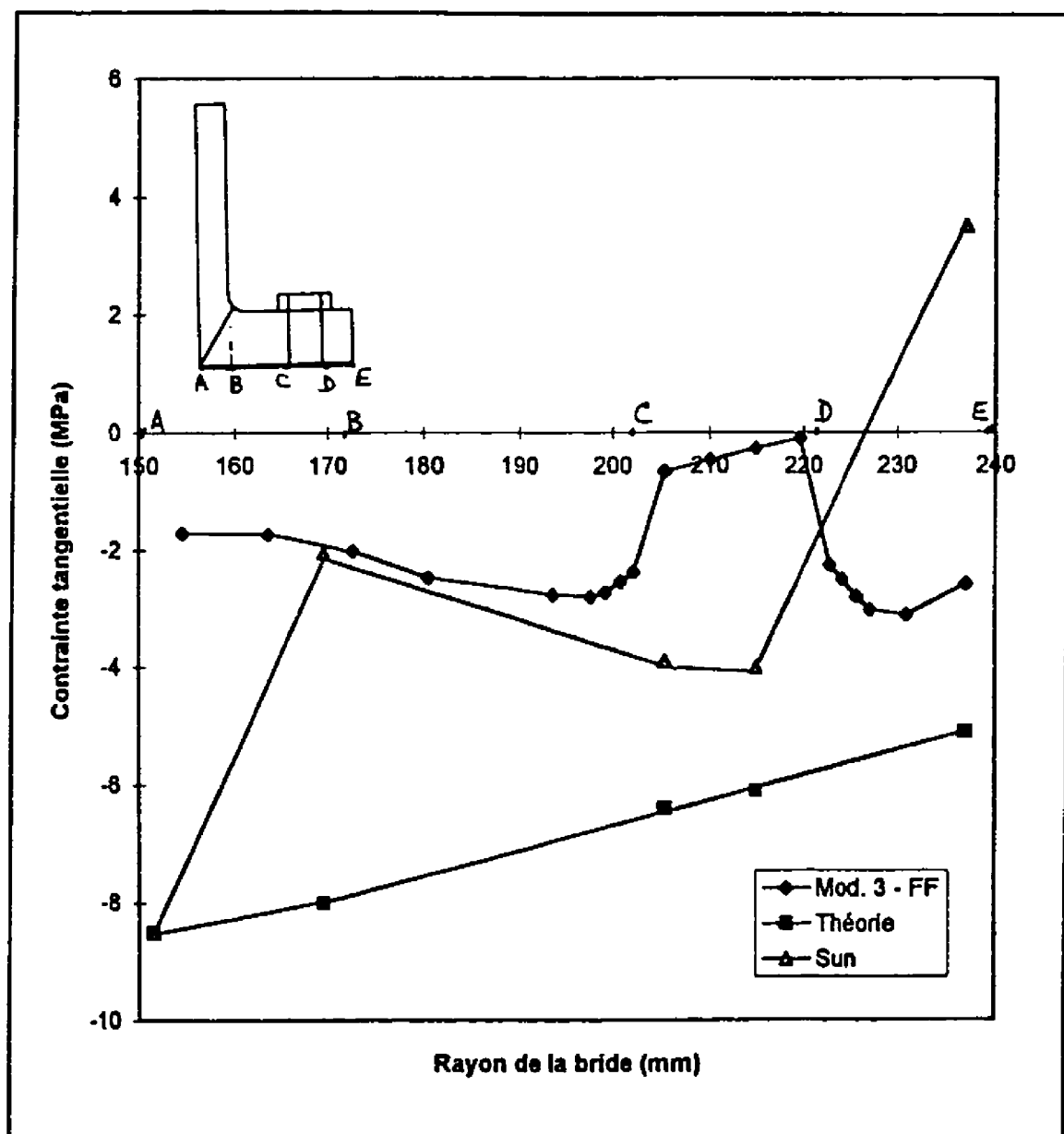


Figure 3.40 Étude comparative de la contrainte tangentielle à la face inférieure de la bride avec pression

## CHAPITRE IV

### CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS

#### 4.1 CONCLUSIONS

L'étude par éléments finis menée au cours de ces analyses a permis d'obtenir une idée du comportement réel et de la complexité des brides boulonnées fabriquées en matériaux composites. Cette complexité est d'autant plus grande lorsqu'intervient la méthode de fabrication. La grande diversité de fabrication des brides en composite rend la tâche d'élaborer des études analytiques générales très difficile. Dans cette étude, les contraintes évaluées dans les divers éléments de l'assemblage boulonné notamment les boulons, le joint et la bride nous ont permis d'évaluer l'intégrité de ces joints boulonnés. L'utilisation des éléments axisymétriques 2-D est rendu possible à cause du caractère quasi-isotropique des composites utilisés.

Il en ressort à travers les différents résultats que les brides en composite sont très sensibles aux efforts locaux comparativement aux brides métalliques. De plus l'utilisation des joints d'étanchéité pour des brides à face surélevée n'est pas très appropriée lorsqu'il



est question des matériaux composites. En effet les contraintes les plus élevées observées sont développées dans de tel assemblage tant au niveau des boulons et des joints que de la bride. De plus l'effet des contacts boulons-bride ou joint-bride est plus accentué pour les brides en composite que pour les brides métalliques à cause de cette sensibilité mentionnée plus haut. Les contraintes locales les plus élevées développées dans de telles brides ont beaucoup influencé la distribution générale des contraintes.

Les analyses faites montrent également que pour des pressions faibles (345 KPa - 50 psi environ), le comportement des brides en composite est presque identique quelque soit le mode de fabrication. Par contre, lorsque la pression d'opération devient importante, les analyses montrent que la bride ayant un degré d'anisotropie moindre semble être celle qui a une bonne tenue en opération. De plus à faible pression d'opération, les brides composites et métalliques affichent des comportements identiques à conditions que des contraintes locales soient moindres dans les brides en composite.

Du côté de la rotation de la bride, les analyses conduites ici montrent que le comportement des brides en composite à face surélevée est le plus défavorable à cause d'une rotation plus importante. Cette grande rotation a comme conséquence des contraintes élevées dans la bride en composite à face surélevée.

La résistance à la rupture des brides a été également évaluée à l'aide du critère de la contrainte maximale. Les contraintes les plus élevées ont été observées à l'interface bride-boulons et à la jonction bride-enveloppe cylindrique mais celles-ci n'ont pas dépassé les limites permises pour les différents matériaux constituant les brides. La valeur de la pression à la rupture obtenue lors des analyses est supérieure à celle recommandée dans la Section X du code de l'ASME rendant ainsi le code conservateur. La valeur obtenue est égale à environ 1,33 fois la pression du code soit 4 fois la pression d'opération initiale.

Les brides métalliques et en composite à face surélevée ont été comparées. Les résultats obtenus par la théorie des stratifiés sont différents à ceux obtenus par éléments finis pour le modèle 3FF au niveau des trous des boulons. Même si une certaine tendance se dessine parfois dans les contraintes, le comportement global dans l'ensemble est très différent avec celui de la théorie des stratifiés de même que certains résultats de la littérature.

La présence des contraintes locales excessives dans la bride au niveau des contacts avec les boulons ou les écrous, à cause de la grande sensibilité des matériaux composites face aux efforts locaux, fait qu'il serait plus bénéfique d'utiliser des colliers métalliques contenant les trous des boulons, comme le préconise certains codes déjà ou bien d'utiliser des rondelles spéciales à cet effet.

Enfin, excepté leur seule résistance face aux agents chimiques et leur poids, les brides boulonnées en composites doivent être moins utilisées dans les structures en raison de la complexité observée dans leur comportement. Mais lorsque leur utilisation devient nécessaire pour des raisons citées précédemment, les analyses montrent qu'il faut éviter les brides fabriquées en deux pièces et choisir les brides dont le degré d'anisotropie est le moindre possible.

## **4.2 RECOMMANDATIONS**

Comme les critères du code de la Section X sont basés essentiellement sur les critères de brides métalliques, des analyses doivent être faites sur l'impact de divers paramètres, comme la géométrie de la bride, le mode de fabrication, le nombre des boulons et bien d'autres, afin de présenter des règles de design plus appropriées aux brides en composites. Il serait donc souhaitable d'utiliser une modélisation 3-D et coupler les résultats obtenus avec la méthode expérimentale pour proposer une méthode de conception des brides boulonnées en composite ou certifier la tenue en opération de telles brides.

Les brides en composites étant avant tout des matières plastiques, l'effet de la température et du vieillissement face aux rayons UV et des effets environnementaux comme l'absorption de l'humidité par exemple doivent être rigoureusement évalués afin d'éviter toute fuite et voire même toute explosion pouvant mettre la vie des utilisateurs en danger.

## **RÉFÉRENCES**

ABAQUS (1995), Hibbitt, Karlson and Sorenson Inc.

Anonymous (1951), "Design of flanges for full face gasket". Taylor Forge & Pipe Work Inc. Engineering Department Bulletin No. 45, Chicago, 6 pages.

ASME/ANSI RPT-1 (1995), "Reinforced Thermoset Plastic Corrosion Resistant Equipment". The American Society of Mechanical Engineers, New York.

ASME/ANSI B16.5 (1988), "Pipe Flanges and Flanged Fittings". The American Society of Mechanical Engineers, New York.

ASME Boilier and Pressure Vessel Code, Section X, Fiber-Reinforced Plastic Vessel (1989), The American Society of Mechanical Engineers, New York.

ASME Boilier and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1, Pressure Vessel (1989), The American Society of Mechanical Engineers, New York.

ASTM Standard Specification D4024 (1995) for reinforced thermosetting resin (RTR) flange.

BS7159 (1989), British standard code of practice for design and construction of glass reinforced plastic (GRP) piping systems for individual plants or sites, British Standards Institute.

Blach. A. E. (1996), "Fiber Reinforced Plastic Bolted Flanged Connections: Discussion of ASME Codes Rules". 8th. International Conference on Pressure Vessel Technology, Montreal, Canada, Vol.2 ASME, pp. 301-306.

BLACH. A. E.; BAZERGUI, A.; BALDUR, R. (1986), "Bolted Flanged Connections with Full Face Gaskets". Welding Research Council Bulletin, 314.

BLACH. A. E.; BAZERGUI, A. (1981), "Method of analysis of bolted flanged connections - a review". Welding Research Council Bulletin, 271.

BLACH, A. E.; SUN L. (1995), "FRP Bolted Flanged Connections: Modern design and fabrication methods". Proceedings of International Conference on Composite Materials and Energy, Montreal, Qc, Canada, pp. 811-818.

BLACH, A. E.; SUN L. (1993), "Analysis for design of bolted flanged connections made of fiber reinforced plastic". 3e International Symposium of Fluid Sealing, Barritz, France, pp.613-630.

BLACH, A. E.; SUN L. (1990), "Fiber Reinforced Plastic Bolted Flanged Connections". 2e International Symposium of Fluid Sealing, La Baule, France, pp. 445-457.

BLACH, A. E.; HOA, S. V. (1988), "The effects of pull-back on stresses in FRP flanges". Experimental Techniques, Supplement, pp. 12s-16s.

BOUZID A.; CHAABAN A., BAZERGUI, A. (1995), "The effet of gasket creep-relaxation on the leakage tightness of flanged joints". Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 117, pp. 71 - 78.

BOUZID, A. (1994) "Analysis of bolted flanged gasket joints". Thèse de Philosophie Doctor (Ph.D.), École Polytechnique de Montréal.

BOUZID A.; CHAABAN A., (1993), "Flanged joint analysis: A simplified method based on elastic Interaction". Transactions of the CSME, Vol. 17, No. 2, pp. 181-196.

CHAABAN A., MUZZO U. (1991), "Finite element analysis of residual stresses in thread end closure". Transactions of the CSME, Vol. 113, pp. 398 - 401.

HOA, S. V. (1991), "Analysis for Design of Fiber Reinforced Plastic Vessels and Pipings". Technomic Publishing CO. Inc.

HWANG D. Y.; STALLINDS J. M. (1994), "Finite element analysis of bolted flange connections". *Computers & Structures*, Vol. 51, No.5, pp. 521 - 533.

LEON, G. F; CHEW, D. K. ; WIDERA, G.E.O.; SHORT, W. E. (1995), "Comparison of International Design Rules for Plastic Bolted Flanged Connections". *PVP Vol. 305, Current Topics in Computational Mechanics*, ASME.

LEON, G. F. (1992), "Design Methods for Plastic Bolted Flanged Connections". 7th International Conference on Pressure Vessel Technology, Düsseldorf, Germany, pp. 90-104.

MUSCATI, A.; BRADFORD, R. (1981), " A comparison of the failure pressure as predicted by finite element stress analysis with the results of full scale burst test on GRP flanges". *Proceeding of the First International Conference in Composite Structures*, Paisley, Scotland, pp. 690-703

PALIWAL D. N.; STALLINGS J. M. (1996), "Design of loose type orthotropic flange". *International Journal of Pressure Vessel & Piping*, Vol. 65, pp. 127-135.



PRUCZ, J.; KANG, B. S.-J.; HSIEH, F. K. (1991), " Laminated composite flange design". Composites; Proceedings of the 8th International Conference on Composite Materials, Honolulu, HI, pp. 1-N-1 - 1-N-10.

SAWA, T.; HIGURASHI N. (1991), "A stress analysis of pipe flange connections". Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 113, pp. 497 - 503.

SUN L. (1995), "Bolted Flanged Connections made of Fiber Reinforced Plastic". Ph.D. Dissertation, Concordia University, Montreal.

THOMSON G. (1994) " Flange design", dans Pressure vessel design and concepts de Spence J. et Tooth A.S., E & FN SPON, London, UK, pp. 420 - 453.

WATERS E. O.; SCHNEIDER R. W. (1980), "Derivation of ASME code formulas for the design of reverse flanges". Welding Research Council Bulletin, 262.

ZAHAVI E. (1993), "A finite element analysis of flange connections". Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 115, pp. 327 - 330.

## ANNEXE A

Distribution de contraintes dans la bride selon les modèles

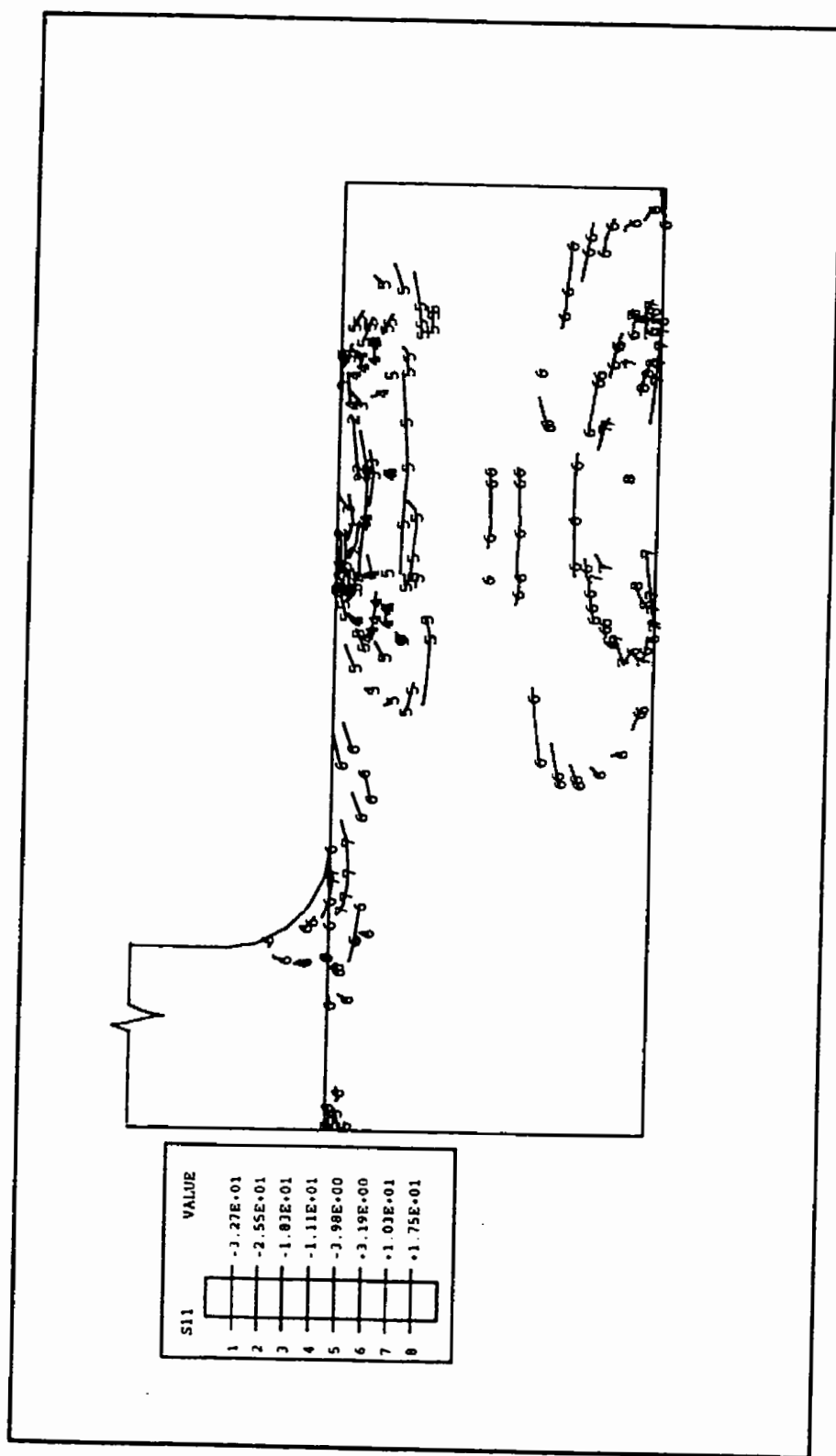


Figure A1 **Modèle 1**: Contrainte radiale en MPa de la bride au préserrage

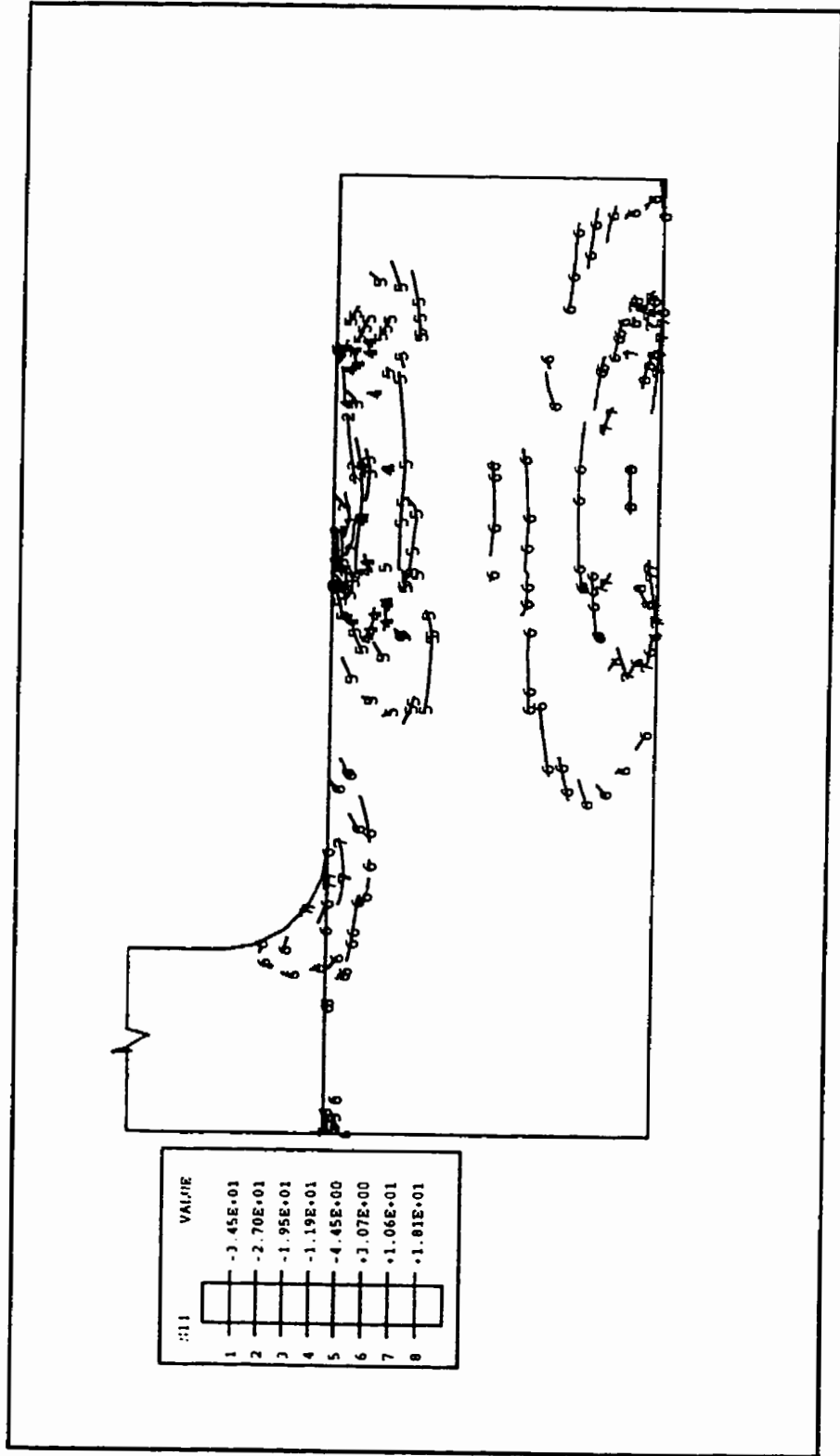


Figure A2 **Modèle 1**: Contrainte radiale en MPa de la bride en opération

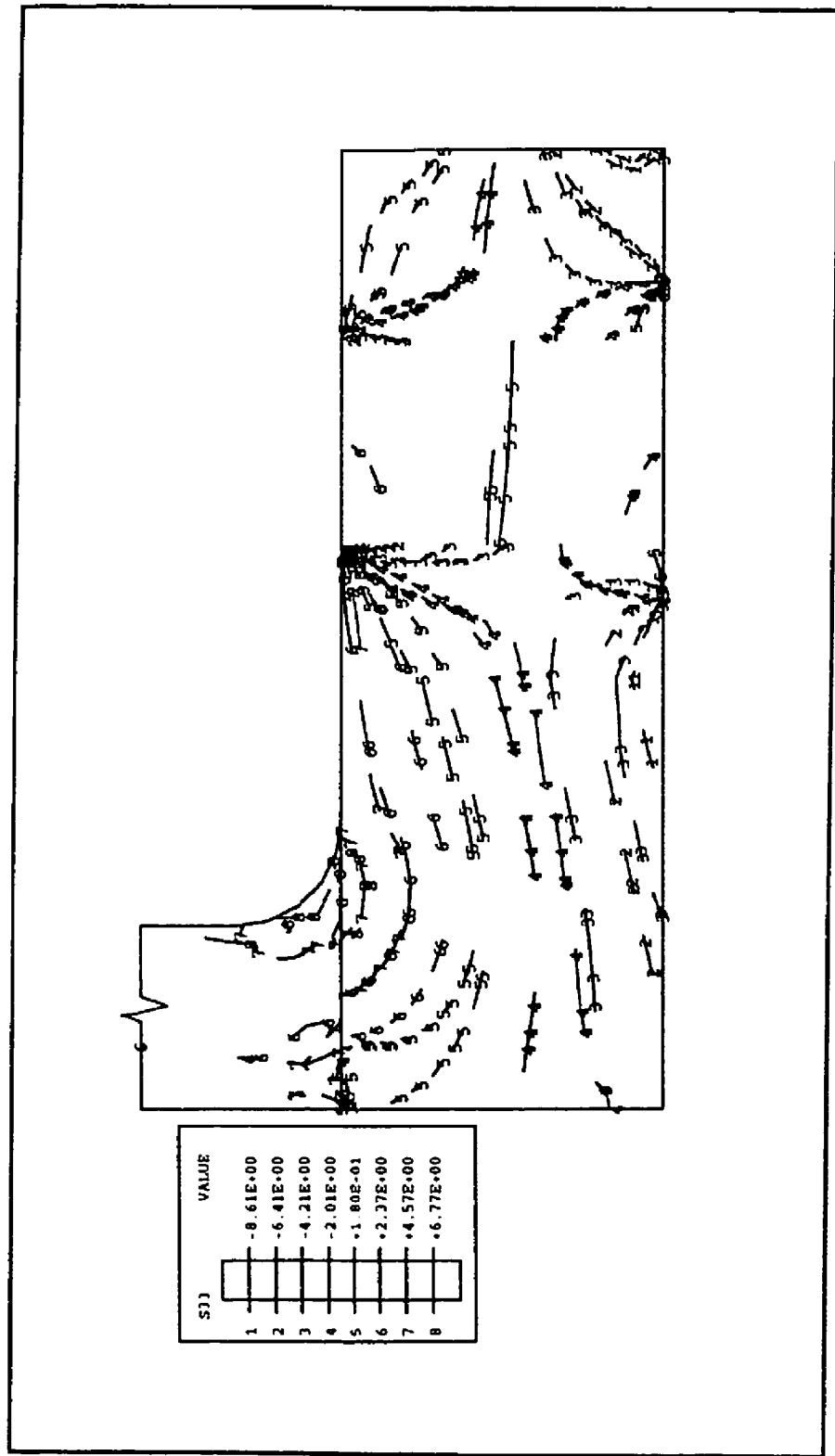


Figure A3 **Modèle 1**: Contrainte tangentielle en MPa dans la bride au préserrage

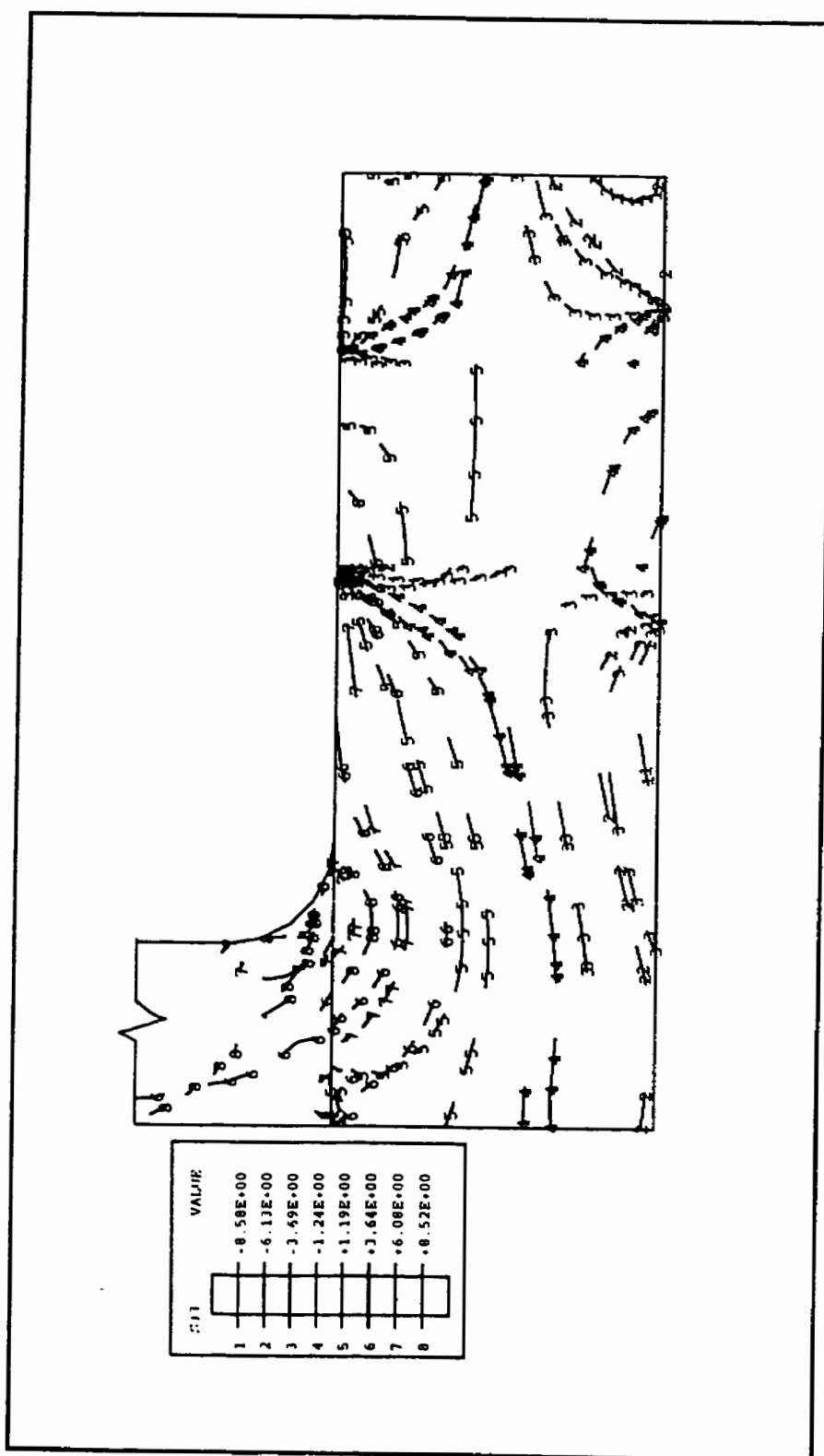


Figure A4 Modèle 1: Contrainte tangentielle en MPa de la bride en opération

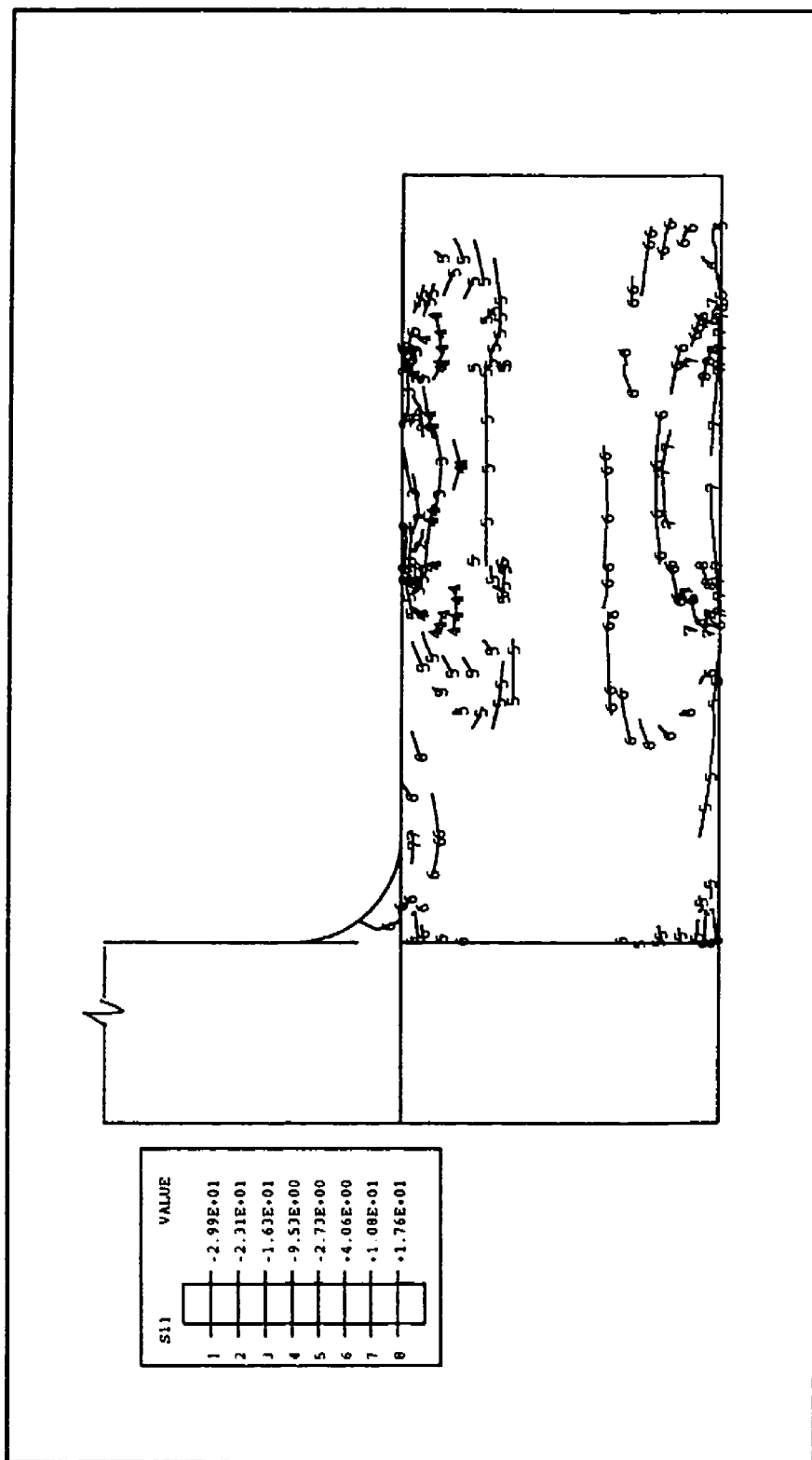


Figure A5 **Modèle 2**: Contrainte radiale en MPa de la bride au préserrage

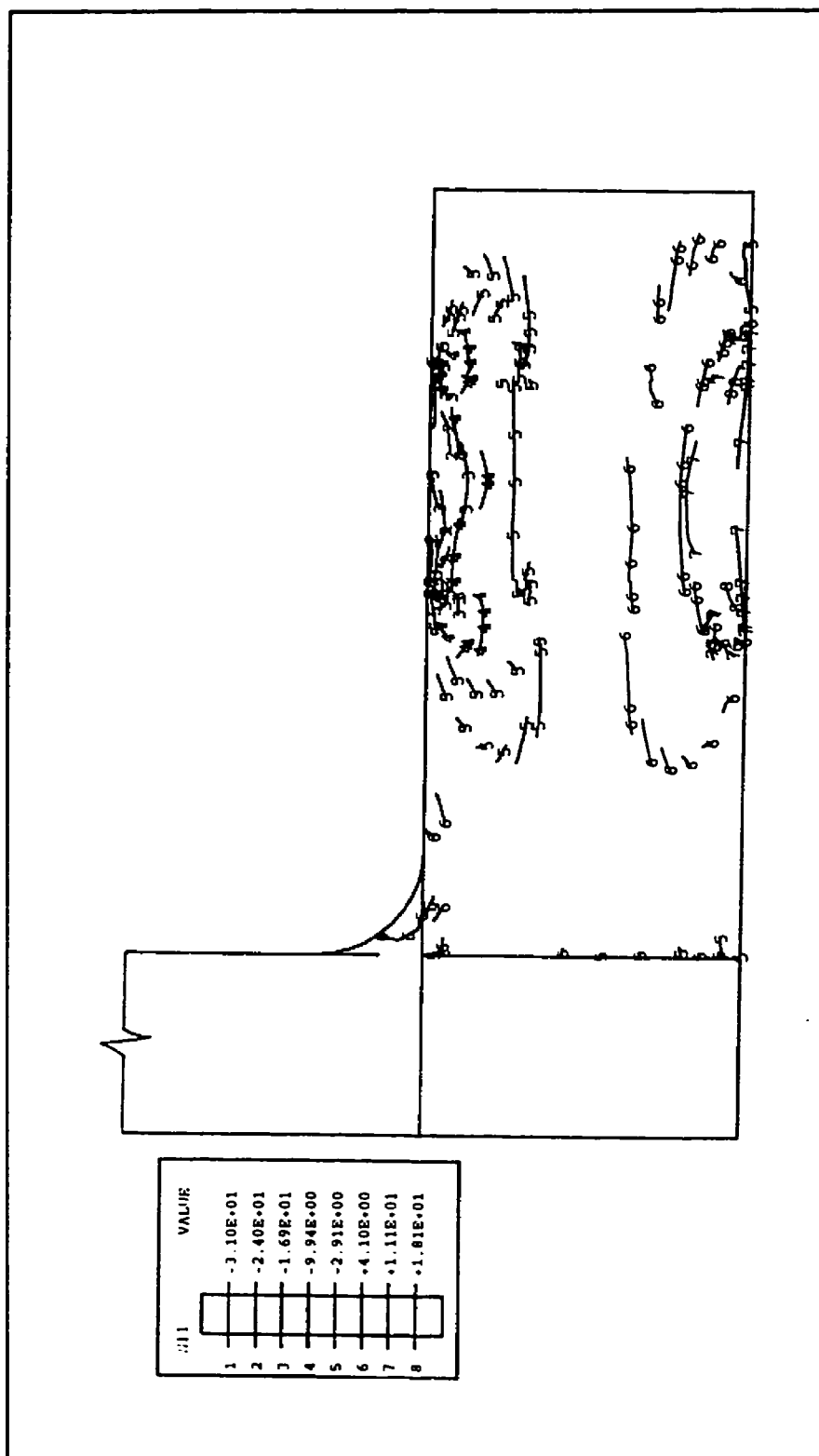


Figure A6 **Modèle 2**: Contrainte radiale en MPa de la bride en opération



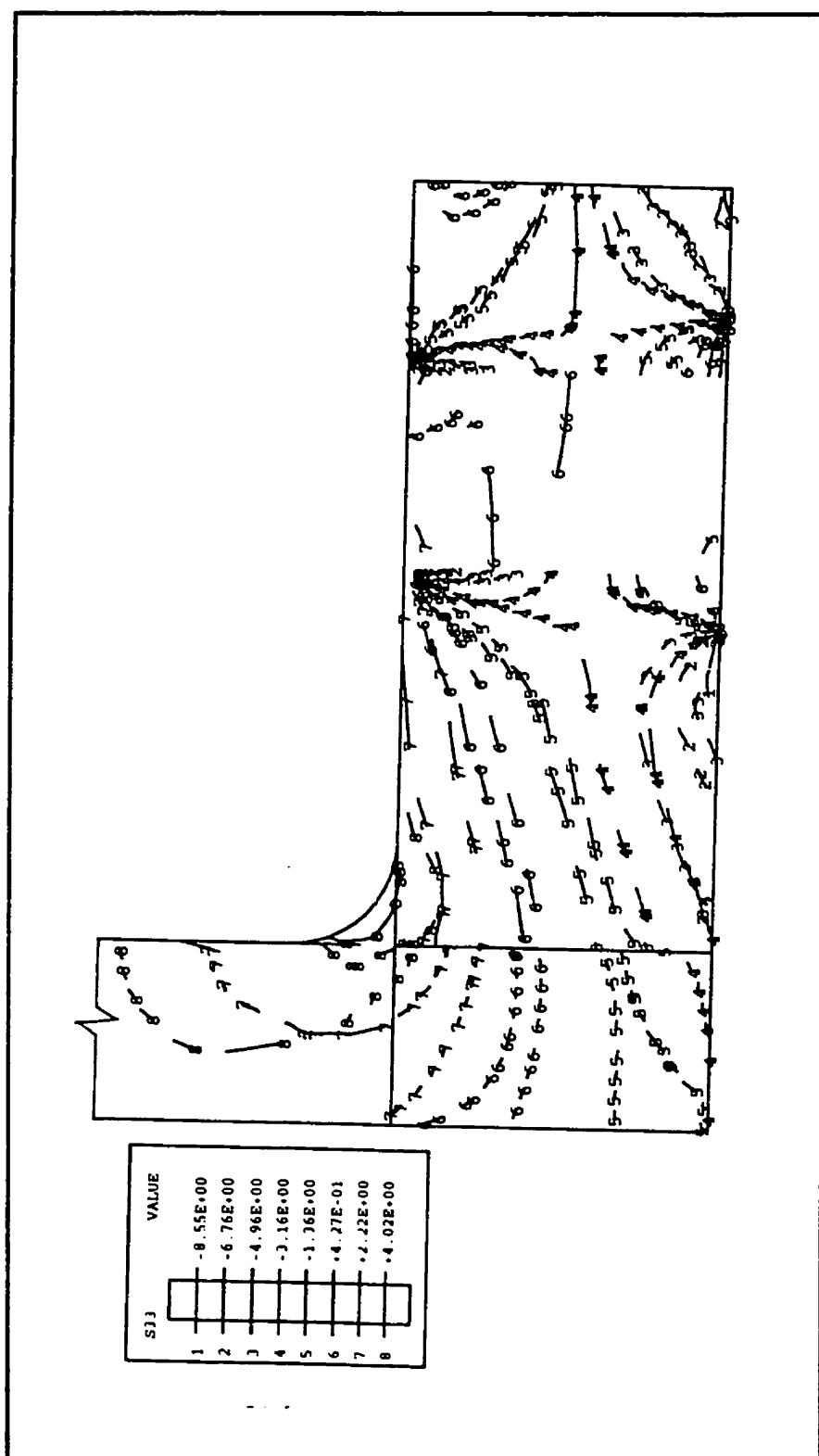


Figure A7 Modèle 2: Contrainte tangentielle en MPa de la bride au préserrage

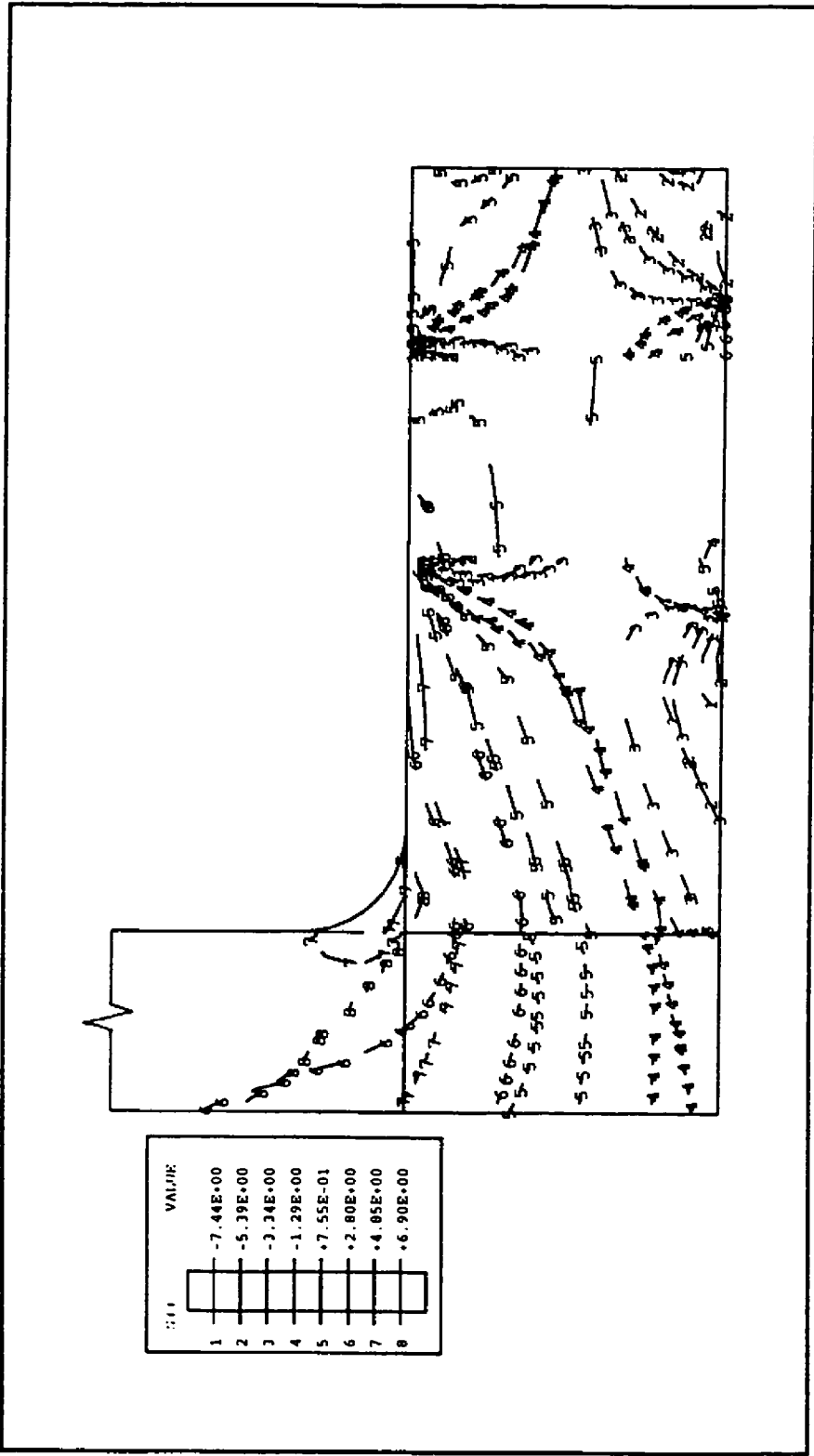


Figure A8 Modèle 2: Contrainte tangentielle en MPa de la bride en opération

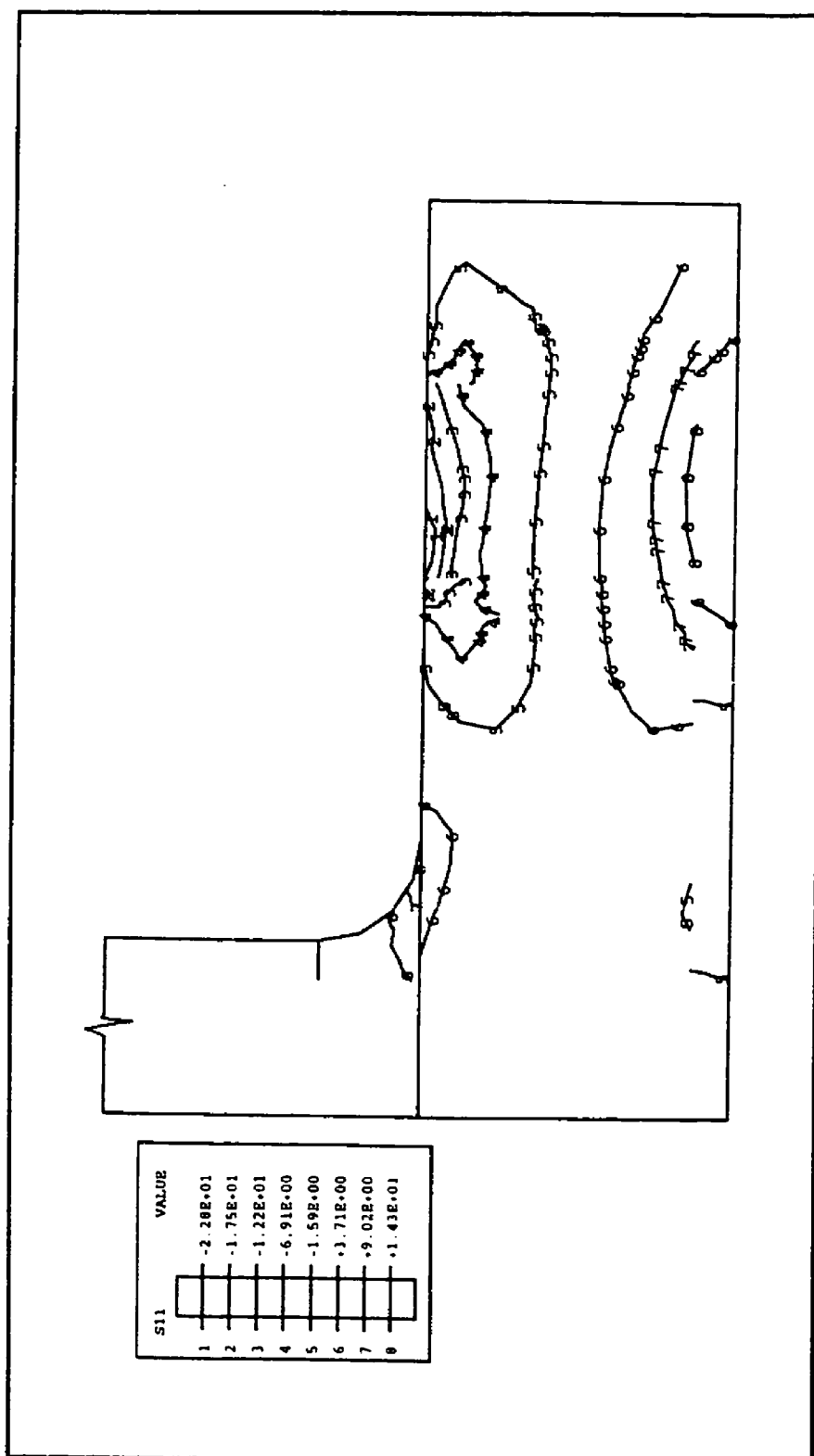


Figure A9 Modèle 4: Contrainte radiale en MPa de la bride au préserrage

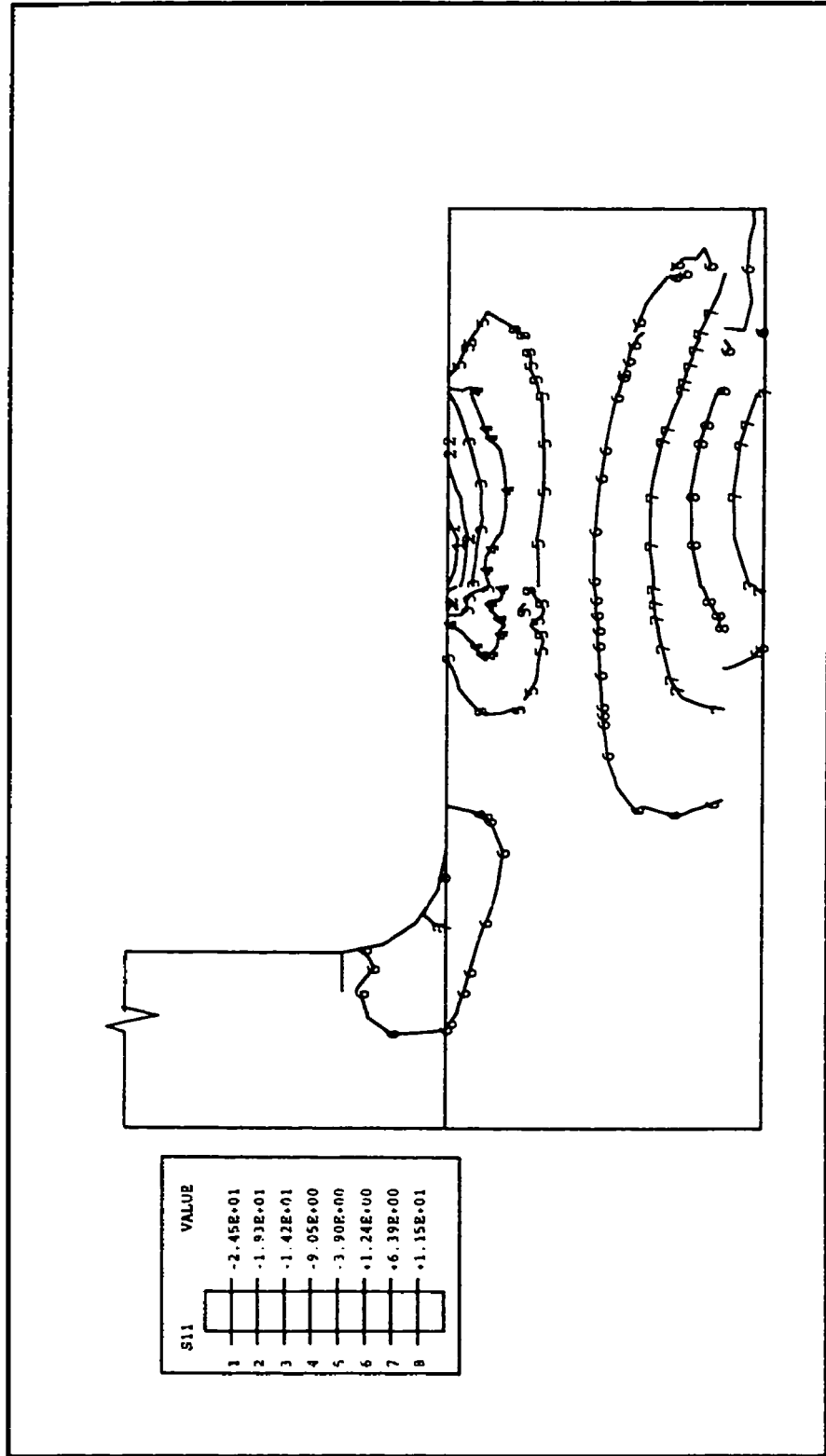


Figure A10 **Modèle 4**: Contrainte radiale en MPa de la bride en opération

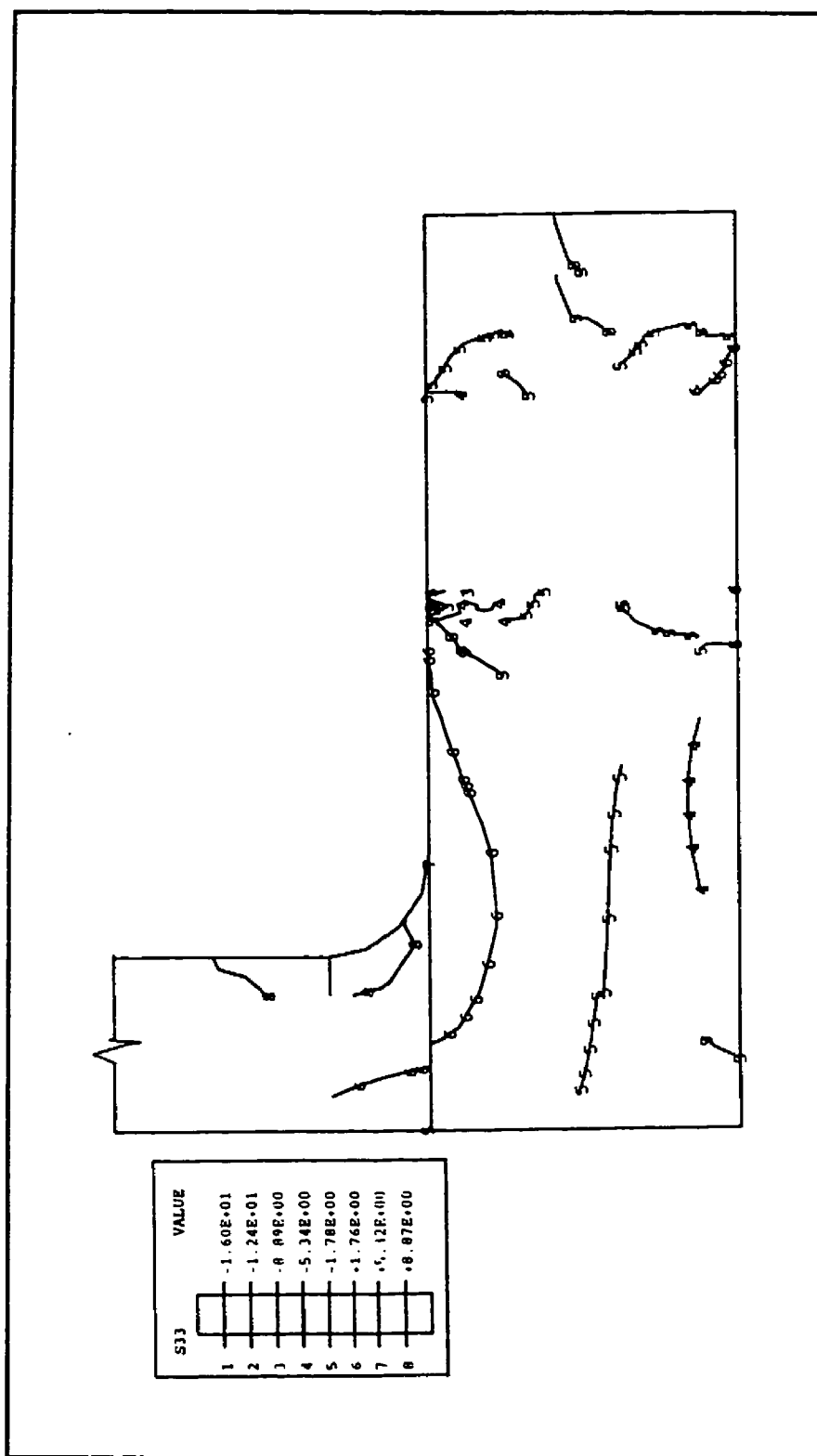


Figure A11 **Modèle 4:** Contrainte tangentielle en MPa de la bride au préserrage

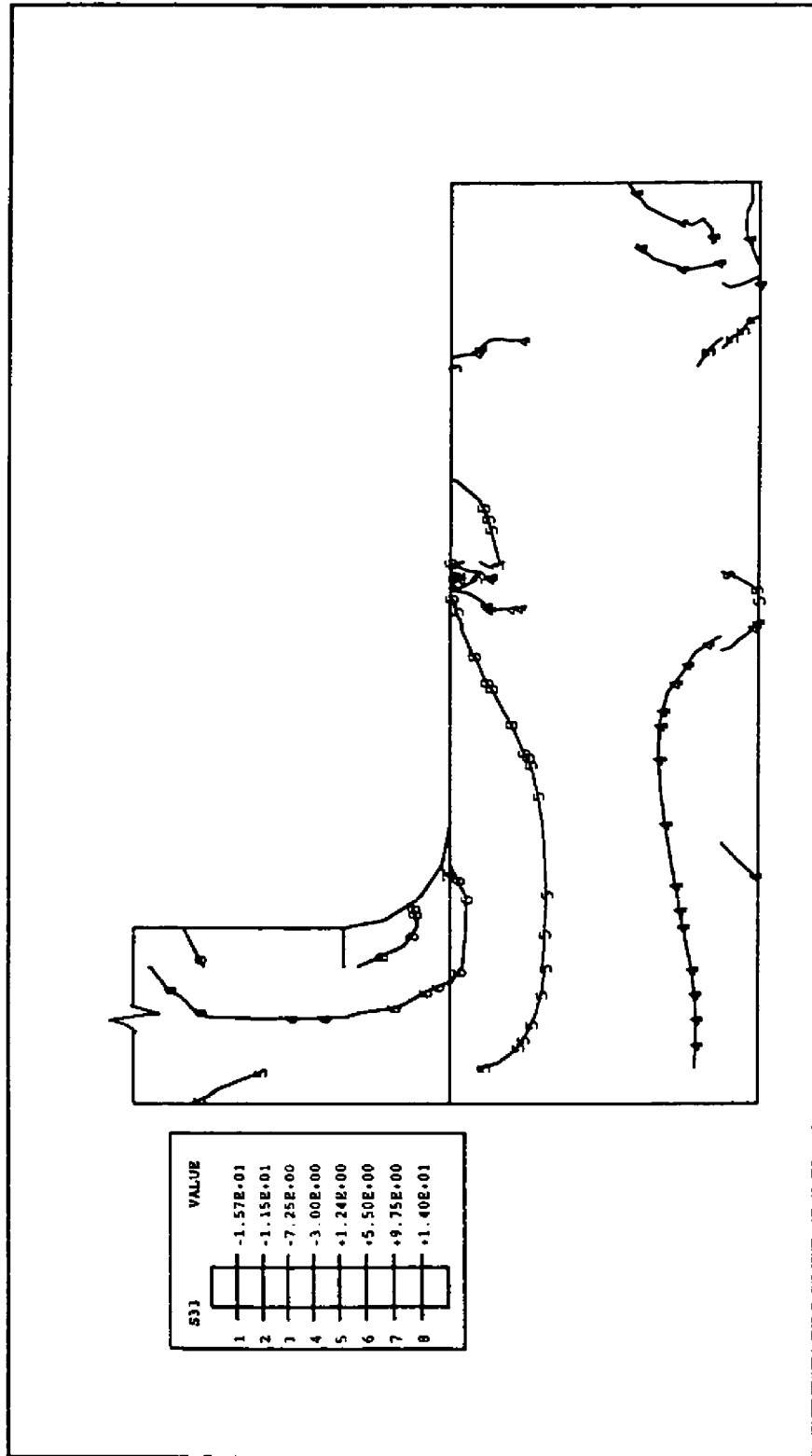


Figure A12 **Modèle 4**: Contrainte tangentielle en MPa de la bride en opération

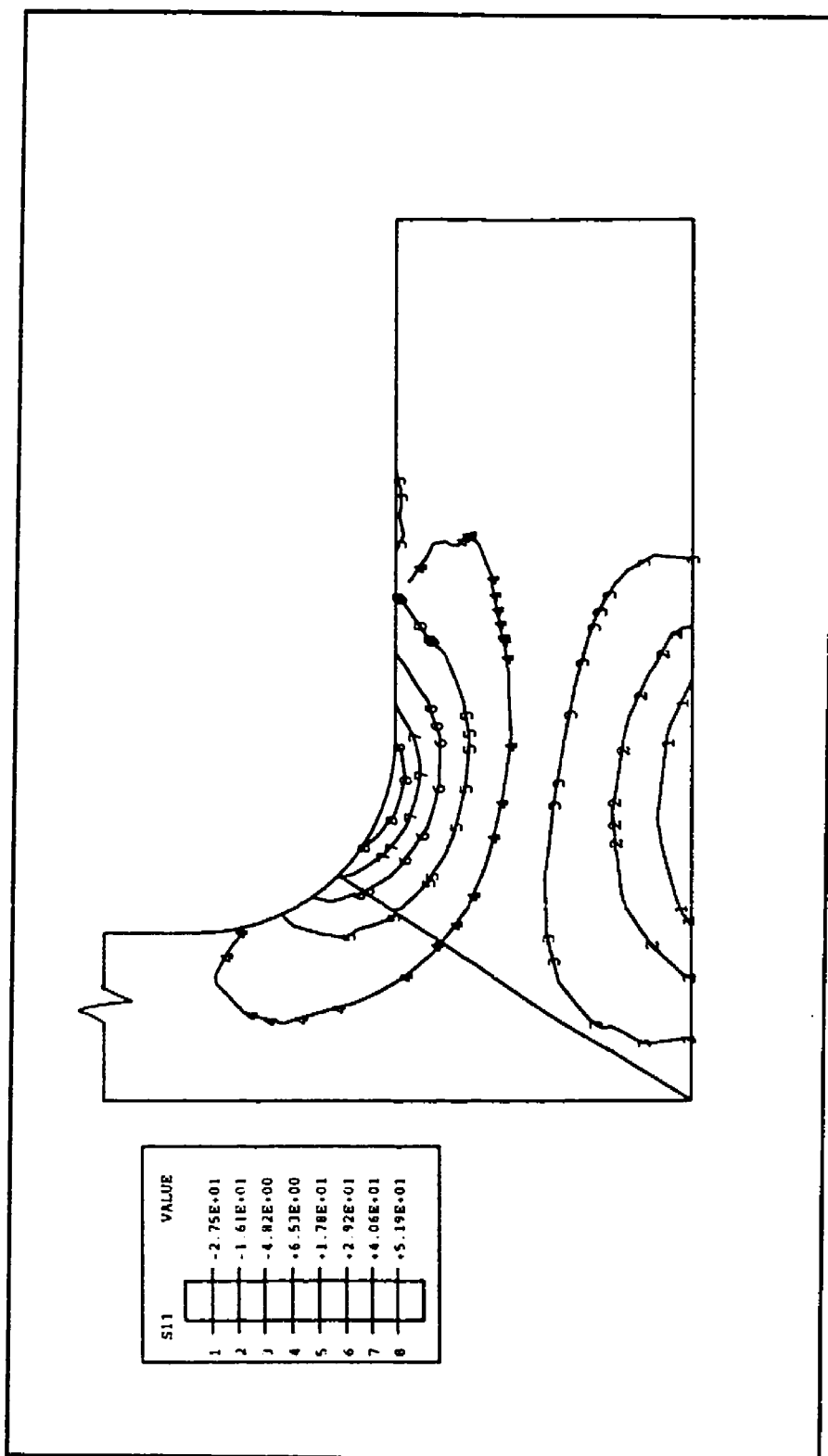


Figure A13 **Modèle 5**: Contrainte radiale en MPa de la bride au préserrage

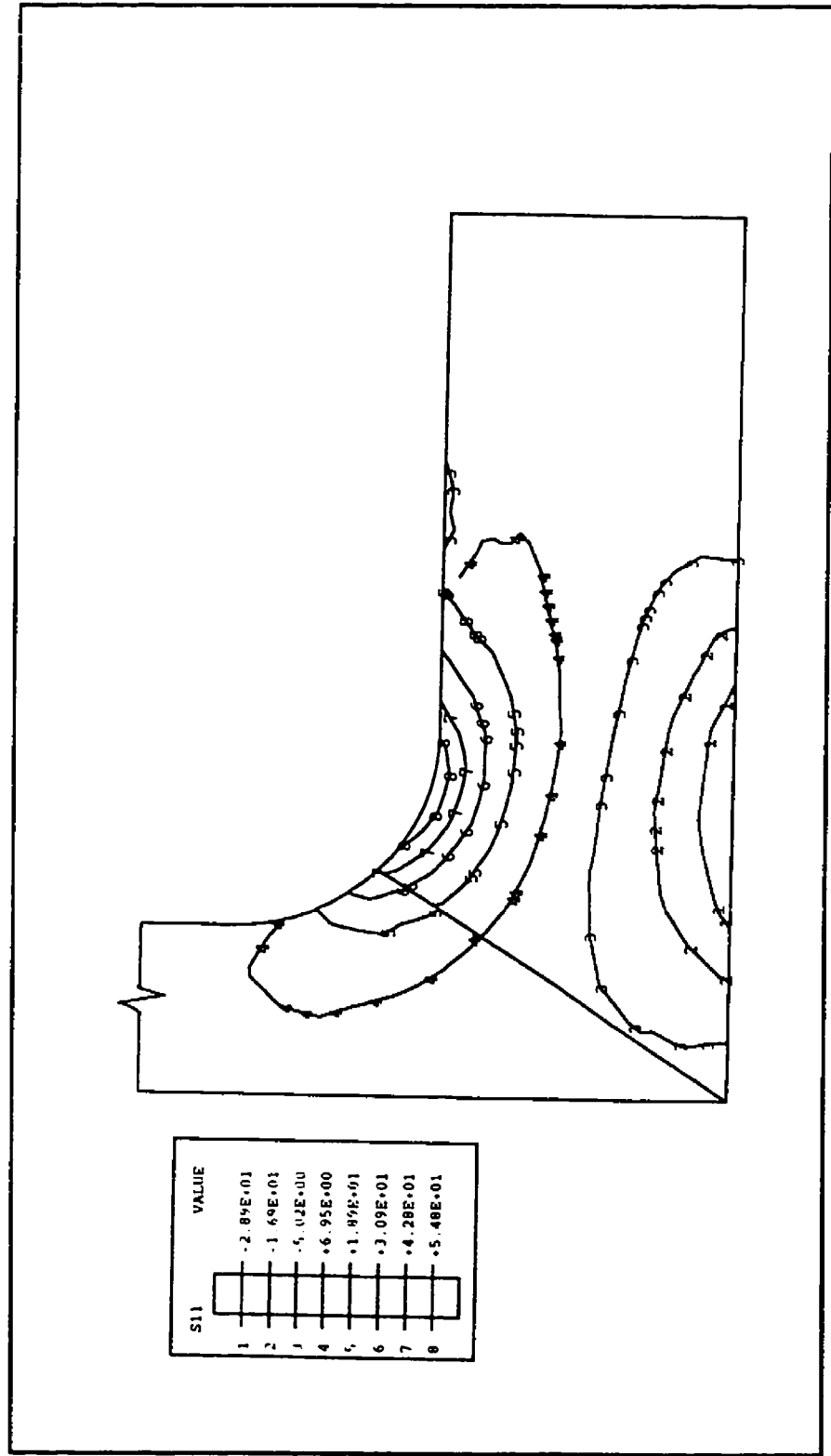


Figure A14 Modèle 5: Contrainte radiale en MPa de la bride en opération



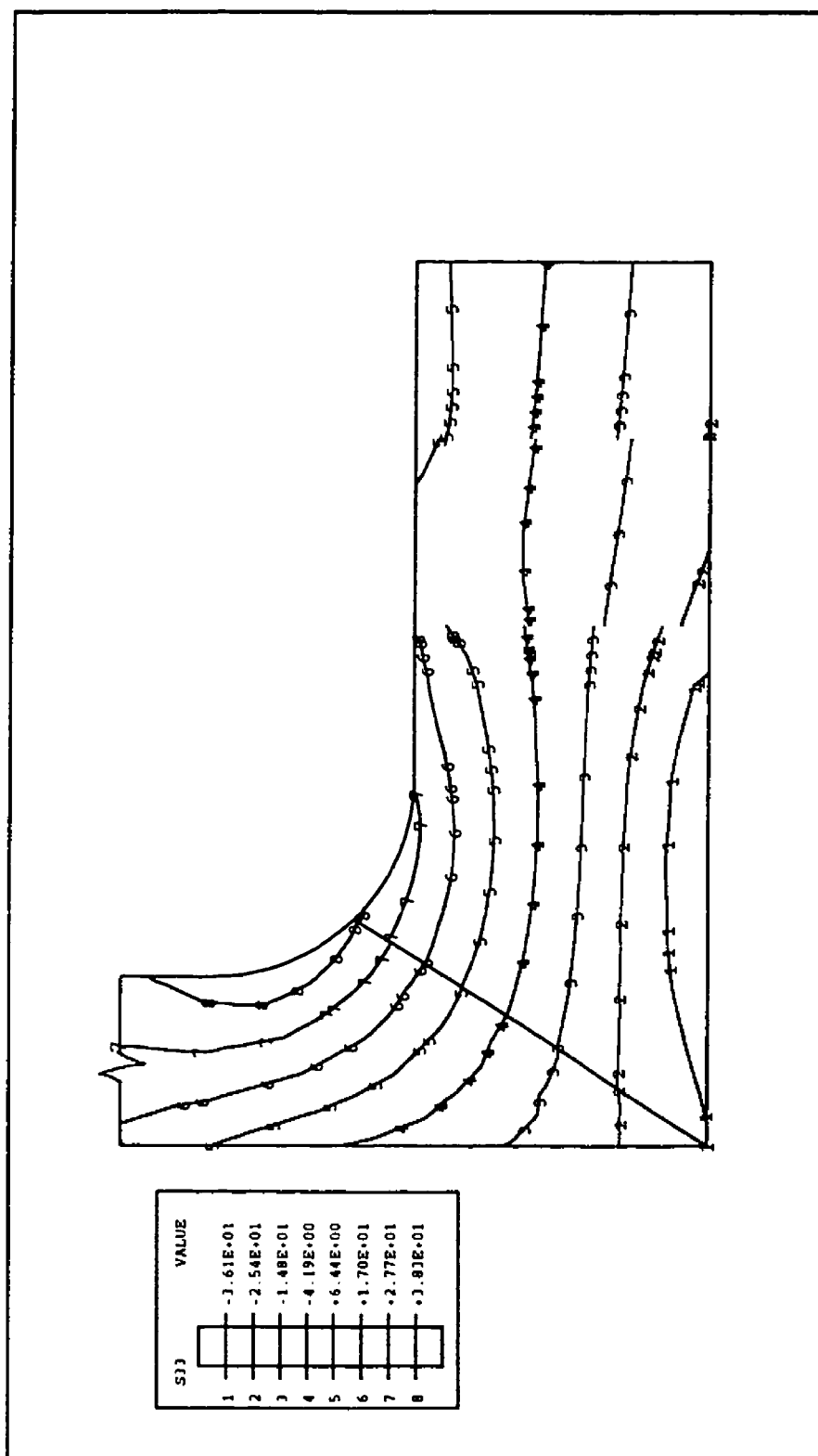


Figure A15 **Modèle 5**: Contrainte tangentielle en MPa de la bride au préserrage

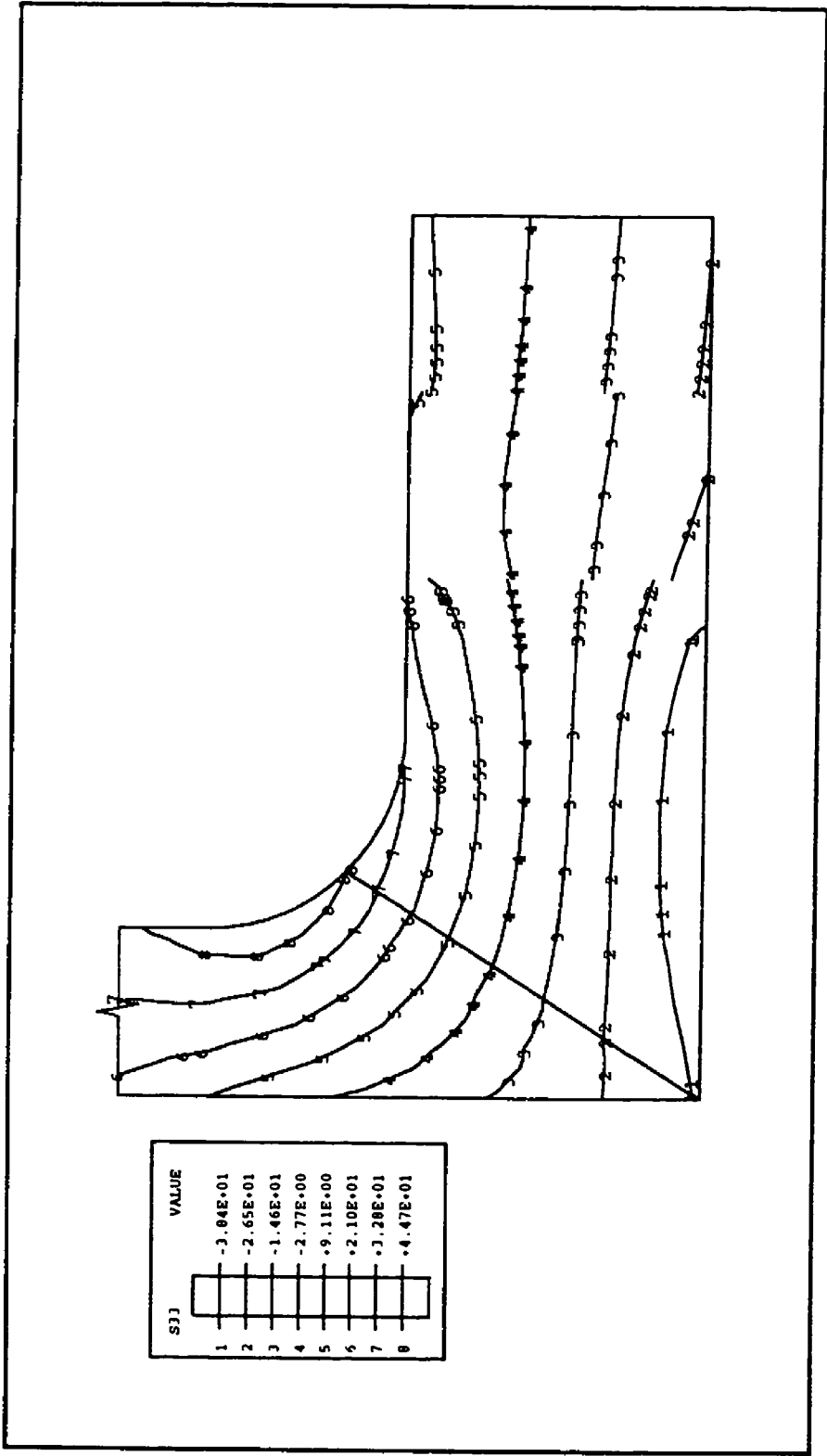


Figure A16 Modèle 5: Contrainte tangentielle en MPa de la bride en opération

## ANNEXCE B

Exemple de fichier de données d'entrée d'ABAQUS : modèle 3FF

```

*HEADING
BOLTED PIPE JOINT IN COMPOSITE MATERIALS: fil5p.inp AXISYMMETRIC
MODEL BUILT BY LOUIS
*WAVEFRONT MINIMIZATION
*****
**                                                    *
**          FLANGE GRID                               *
**                                                    *
*****
*NODE
1, 150.0, 0.0
11, 197.0, 0.0
19, 203.0, 0.0
27, 222.0, 0.0
35, 228.0, 0.0
39, 240.0, 0.0
3190, 177.2, 40.4
3197, 167.2, 40.4
3205, 177.2, 30.4
3211, 197.0, 30.4
3219, 203.0, 30.4
3227, 222.0, 30.4
3235, 228.0, 30.4
3239, 240.0, 30.4
4001, 150.0, 0.0
4021, 150.0, 150.4
7197, 177.2, 30.4
7205, 167.2, 40.4
7221, 167.2, 150.4
*NGEN,NSET=A1
1,11,1
*NGEN,NSET=A2
11,19,1
*NGEN,NSET=A3
19,27,1
*NGEN,NSET=A4
27,35,1
*NGEN,NSET=A5
35,39,1
*NSET,NSET=A,GEN
1,39,1
*NGEN,LINE=C,NSET=B11
3197,3205,1,3190

```

```

*NGEN,NSET=B12
3205,3211,1
*NGEN,NSET=B2
3211,3219,1
*NGEN,NSET=B3
3219,3227,1
*NGEN,NSET=B4
3227,3235,1
*NGEN,NSET=B5
3235,3239,1
*NSET,NSET=B,GEN
3201,3239,1
*NFILL,NSET=AB
A,B,64,50
*NGEN,NSET=D
4001,4021,1
*NGEN,NSET=C11
7205,7221,1
*NGEN,LINE=C,NSET=C12
7197,7205,1,3190
*NSET,NSET=C,GEN
7201,7221,1
*NFILL,NSET=CD
D,C,32,100
*ELEMENT,TYPE=CAX8R
1,1,3,103,101,2,53,102,51
*ELGEN,ELSET=M1
1,19,2,1,32,100,100
*ELEMENT,TYPE=CAX8R
4001,4001,4201,4203,4003,4101,4202,4103,4002
*ELGEN,ELSET=M2
4001,10,2,1,16,200,10
*ELSET,ELSET=MAT1,GEN
1,9,1
14,19,1
201,209,1
214,219,1
401,409,1
414,419,1
601,609,1
614,619,1
801,809,1
814,819,1
1001,1009,1

```

```

1014,1019,1
1201,1209,1
1214,1219,1
1401,1409,1
1414,1419,1
1701,1709,1
1714,1719,1
1901,1909,1
1914,1919,1
2101,2109,1
2114,2119,
2301,2309,1
2314,2319,1
2501,2509,1
2514,2519,1
2701,2709,1
2714,2719,1
2901,2909,1
2914,2919,1
3101,3109,1
3114,3119,1
*ELSET,ELSET=MAT2,GEN
4001,4010,1
4021,4030,1
4041,4050,1
4061,4070,1
4081,4090,1
4091,4100,1
4111,4120,1
4131,4140,1
4151,4160,1
*ELSET,ELSET=MAT
MAT1,MAT2
*ELSET,ELSET=WOVEN1,GEN
101,109,1
114,119,1
301,309,1
314,319,1
501,509,1
514,519,1
701,709,1
714,719,1
901,909,1
914,919,1

```

1101,1109,1  
 1114,1119,1  
 1301,1309,1  
 1314,1319,1  
 1501,1509,1  
 1514,1519,1  
 1601,1609,1  
 1614,1619,1  
 1801,1809,1  
 1814,1819,1  
 2001,2009,1  
 2014,2019,1  
 2201,2209,1  
 2214,2219,1  
 2401,2409,1  
 2414,2419,1  
 2601,2609,1  
 2614,2619,1  
 2801,2809,1  
 2814,2819,1  
 3001,3009,1  
 3014,3019,1  
 \*ELSET,ELSET=WOVEN2,GEN  
 4011,4020,1  
 4031,4040,1  
 4051,4060,1  
 4071,4080,1  
 4101,4110,1  
 4121,4130,1  
 4141,4150,1  
 \*ELSET,ELSET=WOVEN  
 WOVEN1,WOVEN2  
 \*ELSET,ELSET=RES  
 MAT,WOVEN  
 \*ELSET,ELSET=MTROU,GEN  
 10,13,1  
 210,213,1  
 410,413,1  
 610,613,1  
 810,813,1  
 1010,1013,1  
 1210,1213,1  
 1410,1413,1  
 1710,1713,1

```

1910,1913,1
2110,2113,1
2310,2313,1
2510,2513,1
2710,2713,1
2910,2913,1
3110,3113,1
*ELSET,ELSET=WTROU,GEN
110,113,1
310,313,1
510,513,1
710,713,1
910,913,1
1110,1113,1
1310,1313,1
1510,1513,1
1610,1613,1
1810,1813,1
2010,2013,1
2210,2213,1
2410,2413,1
2610,2613,1
2810,2813,1
3010,3013,1
*ELSET,ELSET=TROU
MTROU,WTROU
*ELSET,ELSET=BRIDE
RES,TROU
*NGEN,NSET=HAUT
4001,7201,200
*NGEN,NSET=BAS
1,3201,200
*MPC
PIN,HAUT,BAS
*****
**                                     **
**      GASKET FULL FACE GRID      **
**                                     **
*****
*NODE
8001, 150.0, - 1.50
8011, 197.0, - 1.50
8013, 203.0, - 1.50
8021, 222.0, - 1.50

```



```

8023, 228.0, - 1.50
8027, 240.0, - 1.50
8201, 150.0, 0.0
8211, 197.0, 0.0
8213, 203.0, 0.0
8221, 222.0, 0.0
8223, 228.0, 0.0
8227, 240.0, 0.0
*NGEN,NSET=GT1
8001,8011,1
*NGEN,NSET=GT2
8011,8013,1
*NGEN,NSET=GT3
8013,8021,1
*NGEN,NSET=GT4
8021,8023,1
*NGEN,NSET=GT5
8023,8027,1
*NSET,NSET=GT,GEN
8001,8027,1
*NGEN,NSET=GB1
8201,8211,1
*NGEN,NSET=GB2
8211,8213,1
*NGEN,NSET=GB3
8213,8221,1
*NGEN,NSET=GB4
8221,8223,1
*NGEN,NSET=GB5
8223,8227,1
*NSET,NSET=GB,GEN
8201,8227,1
*NFILL,NSET=GAB
GT,GB,4,50
*ELEMENT,TYPE=CAX8R
8001,8001,8003,8103,8101,8002,8053,8102,8051
*ELGEN,ELSET=GASKET
8001,13,2,1,2,100,100
*ELSET,ELSET=GAS1,GEN
8001,8006,1
8011,8013,1
8101,8106,1
8111,8113,1
*ELSET,ELSET=GAS2,GEN

```

```

8007,8010,1
8107,8110,1
*****
**                                                    **
**          BOLT GRID                                **
**                                                    **
*****
*NODE
9001, 203.0, -1.50
9009, 222.0, -1.50
9101, 203.0, 1.90
9109, 222.0, 1.90
9901, 203.0, 39.9
9909, 222.0, 39.9
10001, 197.0, 30.4
10009, 203.0, 30.4
10201, 197.0, 39.9
10209, 203.0, 39.9
10501, 222.0, 30.4
10509, 228.0, 30.4
10701, 222.0, 39.9
10709, 228.0, 39.9
*NGEN
9001,9009,1
9101,9109,1
9901,9909,1
10001,10009,1
10201,10209,1
10501,10509,1
10701,10709,1
*NSET,NSET=BL1,GEN
9001,9009,1
*NSET,NSET=BL11,GEN
9101,9109,1
*NSET,NSET=BL2,GEN
9901,9909,1
*NSET,NSET=BL3,GEN
10001,10009,1
*NSET,NSET=BL4,GEN
10201,10209,1
*NSET,NSET=BL5,GEN
10501,10509,1
*NSET,NSET=BL6,GEN
10701,10709,1

```

```

*NFILL,NSET=TIG1
BL1,BL11,2,50
BL11,BL2,16,50
*NFILL,NSET=TET1
BL3,BL4,4,50
*NFILL,NSET=TET2
BL5,BL6,4,50
*ELEMENT,TYPE=CAX8R
9001,9001,9003,9103,9101,9002,9053,9102,9051
*ELGEN,ELSET=TIGE
9001,4,2,1,9,100,4
*ELEMENT,TYPE=CAX8R
10001,10001,10003,10103,10101,10002,10053,10102,10051
*ELGEN,ELSET=TETE1
10001,4,2,1,2,100,4
*ELEMENT,TYPE=CAX8R
10501,10501,10503,10603,10601,10502,10553,10602,10551
*ELGEN,ELSET=TETE2
10501,4,2,1,2,100,4
*ELSET,ELSET=BOLT
TIGE,TETE1,TETE2
*NGEN,NSET=GAU1
9701,9901,50
*NGEN,NSET=DROI1
10009,10209,50
*NGEN,NSET=GAU2
9709,9909,50
*NGEN,NSET=DROI2
10501,10701,50
*NGEN,NSET=GAUC1
3219,3227,1
*NGEN,NSET=DROIT1
9701,9709,1
*MPC
PIN,GAU1,DROI1
PIN,GAU2,DROI2
PIN,GAUC1,DROIT1

```

\*\*\*\*\*

```

*****
**
**
**
**
**
**
**
**
**
**

```

INTERFACE BRIDE - GARNITURE

```

*****
*NSET,NSET=NORM1,GEN
1,11,1
*NSET,NSET=NORM2,GEN
35,39,1
**
*ELEMENT,TYPE=INTER3A
5001,1,2,3,8201,8202,8203
*ELGEN,ELSET=CONTACT1
5001,5,2,1,1
*INTERFACE,ELSET=CONTACT1
*FRICTION,LAGRANGE
0.31
*NORMAL
CONTACT1,NORM1,0.0,-1.0
**
*ELEMENT,TYPE=INTER3A
5006,35,36,37,8223,8224,8225
*ELGEN,ELSET=CONTACT2
5006,2,2,1,1
*INTERFACE,ELSET=CONTACT2
*FRICTION,LAGRANGE
0.31
*NORMAL
CONTACT2,NORM2,0.0,-1.0
****

*****
**
**
**      INTERFACE BRIDE - BOULONS
**
**
**
*****
*NSET,NSET=NORM3,GEN
3211,3219,1
*NSET,NSET=NORM4,GEN
3227,3235,1
*ELEMENT,TYPE=INTER3A
6001,3211,3212,3213,10001,10002,10003
*ELGEN,ELSET=CONTACT3
6001,4,2,1,1
*INTERFACE,ELSET=CONTACT3
*FRICTION,LAGRANGE
0.25

```

```

*NORMAL
CONTACT1,NORM3,0.0,1.0
**

*ELEMENT,TYPE=INTER3A
6005,3227,3228,3229,10501,10502,10503
*ELGEN,ELSET=CONTACT4
6005,4,2,1,1
*INTERFACE,ELSET=CONTACT4
*FRICTION,LAGRANGE
0.25
*NORMAL
CONTACT1,NORM4,0.0,1.0
*****
**
**
**
**
**
*****
**
*MPC
QUADRATIC,51,1,101,201
QUADRATIC,151,1,101,201
QUADRATIC,251,201,301,401
QUADRATIC,351,201,301,401
QUADRATIC,451,401,501,601
QUADRATIC,551,401,501,601
QUADRATIC,651,601,701,801
QUADRATIC,751,601,701,801
QUADRATIC,851,801,901,1001
QUADRATIC,951,801,901,1001
QUADRATIC,1051,1001,1101,1201
QUADRATIC,1151,1001,1101,1201
QUADRATIC,1251,1201,1301,1401
QUADRATIC,1351,1201,1301,1401
QUADRATIC,1451,1401,1501,1601
QUADRATIC,1551,1401,1501,1601
QUADRATIC,1651,1601,1701,1801
QUADRATIC,1751,1601,1701,1801
QUADRATIC,1851,1801,1901,2001
QUADRATIC,1951,1801,1901,2001
QUADRATIC,2051,2001,2101,2201
QUADRATIC,2151,2001,2101,2201

```

```

QUADRATIC,2251,2201,2301,2401
QUADRATIC,2351,2201,2301,2401
QUADRATIC,2451,2401,2501,2601
QUADRATIC,2551,2401,2501,2601
QUADRATIC,2651,2601,2701,2801
QUADRATIC,2751,2601,2701,2801
QUADRATIC,2851,2801,2901,3001
QUADRATIC,2951,2801,2901,3001
QUADRATIC,3051,3001,3101,3201
QUADRATIC,3151,3001,3101,3201
****
*****
**
**
**      PROPRIETES DES MATERIAUX      **
**
*****
***
***  MAT
***
**SOLID SECTION,ELSET=MAT1,MATERIAL=MATS1
**MATERIAL,NAME=MATS1
**ELASTIC,TYPE=ENGINEERING CONSTANTS
8.0E3,3.0E3,8.0E3,0.2,0.2,0.2,3.33E3,3.33E3
3.33E3
**FAIL STRESS
1.33E2,-1.33E2,1.33E2,-1.33E2,6.65E1,0.0
**SOLID SECTION,ELSET=MAT2,MATERIAL=MATS2
**MATERIAL,NAME=MATS2
**ELASTIC,TYPE=ENGINEERING CONSTANTS
3.0E3,8.0E3,8.0E3,0.2,0.2,0.2,3.33E3,3.33E3
3.33E3
**FAIL STRESS
1.33E2,-1.33E2,1.33E2,-1.33E2,6.65E1,0.0
***
***  WOVENS
***
**SOLID SECTION,ELSET=WOVEN1,MATERIAL=WOVENS1
**MATERIAL,NAME=WOVENS1
**ELASTIC,TYPE=ENGINEERING CONSTANTS
18.0E3,3.0E3,18.0E3,0.13,0.13,0.13,1.3E3,3.6E3
1.3E3
**FAIL STRESS
2.45E2,-1.6E2,2.45E2,-1.6E2,8.0E1,0.0

```

```

*SOLID SECTION,ELSET=WOVEN2,MATERIAL=WOVENS2
*MATERIAL,NAME=WOVENS2
*ELASTIC,TYPE=ENGINEERING CONSTANTS
3.0E3,18.0E3,18.0E3,0.13,0.13,0.13,1.3E3,1.3E3
3.6E3
*FAIL STRESS
2.45E2,-1.6E2,2.45E2,-1.6E2,8.0E1,0.0
***
*** TROUMAT
***
*SOLID SECTION,ELSET=MTROU,MATERIAL=TMATS
*MATERIAL,NAME=TMATS
*ELASTIC,TYPE=ENGINEERING CONSTANTS
6.97E3,2.6E3,6.97E3,0.2,0.2,0.2,2.88E3,2.88E3
2.88E3
***
*** TROUWOVEN
***
*SOLID SECTION,ELSET=WTROU,MATERIAL=TWOVENS
*MATERIAL,NAME=TWOVENS
*ELASTIC,TYPE=ENGINEERING CONSTANTS
15.68E3,2.6E3,15.68E3,0.13,0.13,0.13,1.13E3,3.17E3
1.13E3
***
*** BOLT
***
*SOLID SECTION,ELSET=BOLT,MATERIAL=BOLTS
*MATERIAL,NAME=BOLTS
*ELASTIC,TYPE=ORTHOTROPIC
27.628,0,27.628E3,0,0,27.628,27.628,27.628
27.628
***
*** GASKET
***
*SOLID SECTION,ELSET=GAS1,MATERIAL=GASK1
*MATERIAL,NAME=GASK1
*ELASTIC,TYPE=ENGINEERING CONSTANTS
5.5E1,5.5E1,5.5E1,0.3,0.3,0.3,2.1E1,2.1E1
2.1E1
*SOLID SECTION,ELSET=GAS2,MATERIAL=GASK2
*MATERIAL,NAME=GASK2
*ELASTIC,TYPE=ENGINEERING CONSTANTS
4.7E1,4.7E1,4.7E1,0.3,0.3,0.3,1.8E1,1.8E1
1.8E1

```

```

****
*****
**
**
**      CONTIDITIONS FRONTIERES      **
**
*****
***
*NSET,NSET=TOP,GEN
4021,7221,100
*NSET,NSET=MID,GEN
1651,1689,2
*NSET,NSET=GASGRID,GEN
8001,8027,1
*NSET,NSET=BOLTE,GEN
9002,9009,1
*NSET,NSET=BOLTEN
9001
BOLTE
*ELSET,ELSET=BOLTEND,GEN
9001,9004,1
*ELSET,ELSET=PRESS,GEN
4001,4010,1
*ELSET,ELSET=FRONT,GEN
4010,4160,10
*ELSET,ELSET=BOLGAS,GEN
8001,8013,1
9001,9004,1
*ELSET,ELSET=HYDRO,GEN
1,10,1
*ELSET,ELSET=TOP,GEN
3101,3139,1
4131,4151,10
4042,4122,10
4003,4033,10
****
*EQUATION
2
BOLTE,2,1.0,9001,2,-1.0
****
*BOUNDARY
GASGRID,2
****
*RESTART,WRITE,FREQ=10

```

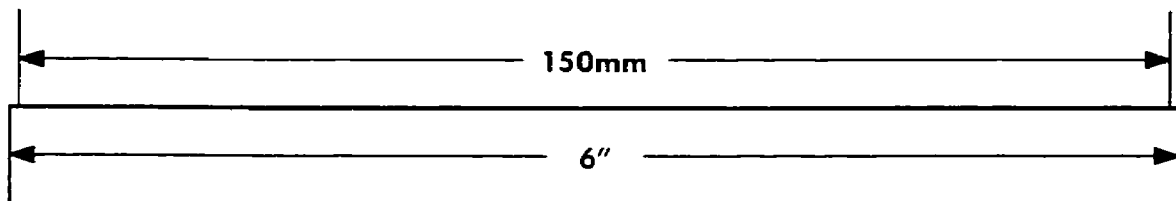
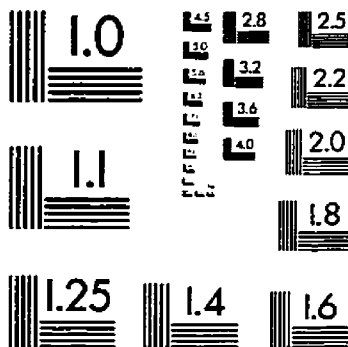
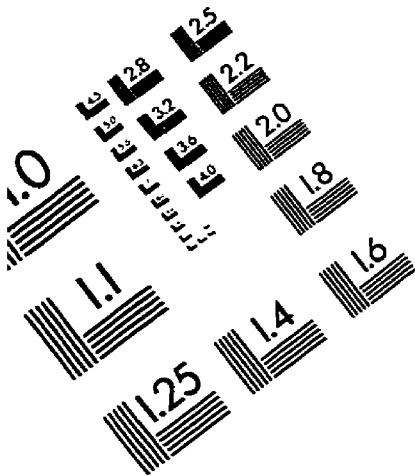


```

*****
**STEP 1
*STEP
*STATIC
*DLOAD
BOLTEND,P1,-14.58333333
*NODE PRINT,NSET=BOLTEN
U2
*NODE PRINT,NSET=MID
COORD,U
*EL PRINT,POSITION=CENTROIDAL,ELSET=BOLGAS
COORD,S
CFailure,
*EL PRINT,POSITION=CENTROIDAL,ELSET=TOP
COORD,S,MSTRS,TSIH
*END STEP
****
**STEP 2
**
*STEP
*STATIC
*BOUNDARY,OP=MOD
BOLTEN,2,2, - 0.3114
*END STEP
****
***STEP 3
**
*STEP
*STATIC
*DLOAD
PRESS,P4, 0.345
FRONT,P3, - 1.42227
HYDRO,P1, 0.345
*NODE PRINT,NSET=MID
COORD,U
*EL PRINT,POSITION=CENTROIDAL,ELSET=BOLGAS
COORD,S
CFailure,
*EL PRINT,POSITION=CENTROIDAL,ELSET=TOP
COORD,S,MSTRS,TSIH
*END STEP

```

# TEST TARGET (QA-3)



APPLIED IMAGE, Inc  
1653 East Main Street  
Rochester, NY 14609 USA  
Phone: 716/482-0300  
Fax: 716/288-5989

© 1993, Applied Image, Inc., All Rights Reserved

